

**ANÁLISIS MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL DE LA
ETAPA DE EXPANSIÓN Y COMPRESIÓN EN UN TURBO COMPRESOR
RADIAL**

KAREN FERNANDA FIGUEREDO VARÓN
ANDRES CAMILO OBANDO URIBE

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
PEREIRA

2018

ANÁLISIS MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL DE LA
ETAPA DE EXPANSIÓN Y COMPRESIÓN EN UN TURBO COMPRESOR RADIAL

KAREN FERNANDA FIGUEREDO VARÓN

ANDRES CAMILO OBANDO URIBE

Modalidad en trabajo de investigación formativa presentado como requisito para obtener el
título de Ingeniero (a) Mecánico (a)

Director

Ing. CARLOS ANDRES MESA MONTOYA

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

PEREIRA

2018

Nota de aceptación:

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Pereira, Noviembre de 2018

DEDICATORIA

Dedicado a Dios,
Nuestros padres,
Nuestros maestros y amigos.

CONTENIDO

DEDICATORIA	4
CAPITULO 1: INTRODUCCION	12
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	12
1.2. JUSTIFICACIÓN.....	13
1.3. OBJETIVO GENERAL.....	14
1.3.1. Objetivos específicos	14
CAPITULO 2: TURBOCOMPRESOR RADIAL.....	15
2.1. DESCRIPCIÓN.....	15
2.1.1. partes de un turbocompresor y su funcionamiento	15
2.1.2. Ciclo Brayton	16
2.2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS PARA UN TURBO COMPRESOR.....	19
2.2.1. Parámetros de estancamiento totales.....	19
2.2.2. Cambio en la cantidad de movimiento	20
2.2.3. Ecuación de Euler	22
2.2.4. Grado de reacción.....	26
2.3. COMPRESOR CENTRÍFUGO	27
2.3.1. Trabajo de compresión	28
2.3.2. Relación de compresión para un escalonamiento adiabático en un compresor centrífugo	29
2.3.3. Relación de compresión máxima alcanzada en un compresor centrífugo de un solo escalonamiento.....	30
2.3.4. Compresión isoentrópica en el rodete del compresor centrífugo.....	30
2.3.5. Compresión adiabática real en el rodete del compresor centrífugo	31
2.3.6. Difusor	33
2.4. TURBINA RADIAL	34
2.4.1. Trabajo de expansión	35
2.4.2. Relación de expansión para un escalonamiento adiabático en una turbina de flujo radial.....	36
2.5. CONDICIONES PARA UN TURBOCOMPRESOR.....	41
2.5.1. Parámetros de entrada para el dimensionamiento de un turbocompresor de flujo radial.....	41

2.5.2.	Pérdidas en los saltos entálpicos y rendimiento de las máquinas térmicas	44
CAPITULO 3: GENERALIDADES ETAPA DE EXPANSIÓN Y COMPRESIÓN... 51		
3.1.	DESCRIPCIÓN DEL VEHÍCULO A TURBOALIMENTAR.....	51
3.1.1.	Parámetros de entrada del motor	52
3.1.2.	Etapa de compresión	53
3.1.3.	Etapa de expansión	57
CAPITULO 4: SIMULACIÓN FLUENT 62		
4.1.	GEOMETRÍA	62
4.1.1.	Etapa de expansión	62
4.1.1.2.	Componentes de entrada y salida	64
4.1.2.	Etapa de compresión	66
4.2.	MALLADO.....	70
4.2.1.	Etapa de expansión	70
4.2.2.	Etapa de compresión	71
4.3.	CONDICIONES DE FRONTERA	73
4.3.1.	Etapa de expansión	73
4.3.2.	Etapa de compresión	74
4.4.	CONSIDERACIONES DE TURBULENCIA	75
4.5.	RESULTADOS	77
CAPITULO 5: SIMULACIÓN ESTRUCTURAL 82		
5.1.	GEOMETRÍA.	82
5.1.1.	Etapa de expansión	82
5.1.2.	etapa de compresión	82
5.2.	CONDICIONES DE FRONTERA	82
5.2.1.	etapa de expansión.....	82
5.2.2.	Etapa de compresión	87
5.3.	MALLADO.....	92
5.3.1.	Etapa de expansión	92
5.3.2.	Etapa de compresión	94
5.4.	RESULTADOS	96
5.4.1.	Etapa de expansión	96
5.4.2.	Etapa de compresión.	102

5.4.3. Análisis de resultados	108
CAPITULO 6: CONCLUSIONES, APORTES Y RECOMENDACIONES	111
6.1. CONCLUSIONES.....	111
6.2. APORTES.....	111
6.3. RECOMENDACIONES.....	112
7. REFERENCIAS	113

INDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Funcionamiento del turbocompresor	15
Ilustración 2. Diagrama T-S y P-V ciclo Brayton cerrado	17
Ilustración 3. Diagrama T-S del ciclo cerrado real simple de Brayton para turbinas a gas .	18
Ilustración 4. Componentes espaciales ortogonales de la velocidad absoluta (c)	21
Ilustración 5. Triángulos de velocidad de la entrada y la salida de un rodete	22
Ilustración 6. Triángulos de velocidad compresor	24
Ilustración 7. Triángulos de velocidad turbina	25
Ilustración 8. Elementos y características que conforman el compresor	27
Ilustración 9. Mapa ideal del compresor	29
Ilustración 10. Componentes y características del proceso de expansión	35
Ilustración 11. Comportamiento del salto entálpico entre la turbina y el distribuidor	45
Ilustración 12. Comportamiento del salto entálpico en el compresor y el difusor	47
Ilustración 13. Parámetros de entrada del motor	52
Ilustración 14. Parámetros de entrada obtenidos para dimensionar el turbo compresor	53
Ilustración 15. Parámetros de entrada para el dimensionamiento de la etapa de compresión	54
Ilustración 16. Información obtenida para los triángulos de velocidad; número de alabes para el rodete y el difusor	55
Ilustración 17. Dimensiones principales para la etapa de compresión	56
Ilustración 18. Dimensiones principales del rodete y del difusor para la etapa de compresión	56
Ilustración 19. Dimensiones principales de la carcasa para la etapa de compresión; obtenida mediante la referencia [1]	57
Ilustración 20. Parámetros de entrada para el dimensionamiento de la etapa de expansión .	58
Ilustración 21. Información obtenida para los triángulos de velocidad; número de alabes para el rotor y el distribuidor	59
Ilustración 22. Dimensiones principales para la etapa de expansión	60
Ilustración 23. Dimensiones principales del rotor y del distribuidor para la etapa de expansión	60
Ilustración 24. Dimensiones principales de la carcasa para la etapa de expansión; obtenidas mediante la referencia [1]	61
Ilustración 25. Ensamble etapa de expansión	62
Ilustración 26. Vista en explosión etapa de expansión	63
Ilustración 27. Admisión en la etapa de expansión	64
Ilustración 28. Descarga en la etapa de expansión	64
Ilustración 29. Isométrico volumen de control etapa de expansión	65
Ilustración 30. Plano XY volumen de control etapa de expansión	66
Ilustración 31. Ensamble etapa de compresión	66
Ilustración 32. Vista en explosión etapa de compresión	67
Ilustración 33. Descarga en la etapa de compresión	68

Ilustración 34. Admisión en la etapa de compresión.....	68
Ilustración 35. Volumen de control etapa de compresión	69
Ilustración 36. Plano XY volumen de control etapa de compresión	69
Ilustración 37. Malla etapa de expansión	70
Ilustración 38. Malla rotor	71
Ilustración 39. Malla etapa de compresión con face sizing	72
Ilustración 40. Malla del rodete	72
Ilustración 41. Admisión en la etapa de expansión	73
Ilustración 42. Rotor en la etapa de expansión	73
Ilustración 43. Descarga en la etapa de expansión	74
Ilustración 44. Entrada etapa de compresión	74
Ilustración 45. Rodete en la etapa de compresión	75
Ilustración 46. Descarga en la etapa de compresión.....	75
Ilustración 47. Contorno de Presión absoluta etapa de expansión	77
Ilustración 48. Contorno de Presión absoluta rotor etapa de expansión.....	78
Ilustración 49. Vectores de Velocidad etapa de expansión	78
Ilustración 50. Velocidad rotor etapa de expansión	79
Ilustración 51. Contorno de presión total rodete etapa de compresión	80
Ilustración 52. Contorno de presión absoluta rodete etapa de compresión	80
Ilustración 53. Contorno de velocidad rodete etapa de compresión.....	81
Ilustración 54. Velocidad etapa de compresión.....	81
Ilustración 55. Soporte cilíndrico rotor etapa de expansión	83
Ilustración 56. Frictionless support rotor etapa de expansión	83
Ilustración 57. Fluid solid interface rotor etapa de expansión.....	84
Ilustración 58. Cylindrical support distribuidor etapa de expansión	84
Ilustración 59. Fluid solid interface distribuidor etapa de expansión.....	85
Ilustración 60. Fixed support distribuidor etapa de expansión	85
Ilustración 61. Cylindrical support carcasa etapa de expansión	86
Ilustración 62. Frictionless support carcasa etapa de expansión	86
Ilustración 63. Fluid Solid interface carcasa etapa de expansión	87
Ilustración 64. Cylindrical support rodete etapa de compresión	87
Ilustración 65. Frictionless support rodete etapa de compresión.....	88
Ilustración 66. Fluid solid interface rodete etapa de compresión	88
Ilustración 67. Cylindrical support difusor etapa de compresión.....	89
Ilustración 68. Frictionless support difusor etapa de compresión	89
Ilustración 69. Fluid solid interface difusor etapa de compresión.....	90
Ilustración 70. Cylindrical support carcasa etapa de compresión	90
Ilustración 71. Frictionless support carcasa etapa de compresión.....	91
Ilustración 72. Fluid solid interface carcasa etapa de compresión	91
Ilustración 73. Malla rotor etapa de expansión.....	92
Ilustración 74. Malla distribuidor etapa de expansión.....	93
Ilustración 75. Malla carcasa etapa de expansión.....	94
Ilustración 76. Malla rodete etapa de compresión.....	94

Ilustración 77. Malla del difusor.....	95
Ilustración 78. Malla de la carcasa	96
Ilustración 79. Deformación total del rotor etapa de expansión.....	96
Ilustración 80. Esfuerzo equivalente Von-Mises del rotor etapa de expansión.....	97
Ilustración 81. Factor de seguridad rotor.....	97
Ilustración 82. Reacción del momento para el rotor etapa de expansión	98
Ilustración 83. Deformación total del distribuidor etapa de expansión.....	98
Ilustración 84. Esfuerzo equivalente Von Mises del distribuidor etapa de expansión	99
Ilustración 85. Reacción-momento del distribuidor	99
Ilustración 86. Factor de seguridad distribuidor	100
Ilustración 87. Deformación total de la carcasa	100
Ilustración 88. Esfuerzo equivalente Von-Mises carcasa.....	101
Ilustración 89. Reacción - Momento carcasa etapa de expansión	101
Ilustración 90. Factor de seguridad carcasa etapa de expansión	102
Ilustración 91. Deformación Total del rodete.....	102
Ilustración 92. Esfuerzo equivalente Von Mises del rodete	103
Ilustración 93. Reacción - Momento del rodete	103
Ilustración 94. Factor de seguridad del rodete.....	104
Ilustración 95. Deformación total del difusor.....	104
Ilustración 96. Esfuerzo equivalente Von Mises difusor.....	105
Ilustración 97. Momento - reacción difusor	105
Ilustración 98. Factor de seguridad distribuidor etapa de compresión	106
Ilustración 99. Deformación total de la carcasa	106
Ilustración 100. Esfuerzo equivalente Von Mises de la carcasa.....	107
Ilustración 101. Reacción - Momento de la carcasa.....	107
Ilustración 102. Factor de seguridad de la Carcasa	108

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Intervalos para las relaciones de presión para compresores	28
Tabla 2. Características del motor Diesel a turboalimentar [1].	51
Tabla 3. Condiciones del mallado etapa de expansión	70
Tabla 4. Condiciones del mallado etapa de compresión	71
Tabla 5. Condiciones Malla para rotor etapa de expansión.....	92
Tabla 6. Condiciones de Malla para el distribuidor.....	93
Tabla 7. Condiciones de malla para la carcasa	93
Tabla 8. Condiciones de la malla para el rodete.....	94
Tabla 9. Condiciones de Malla para el difusor	95
Tabla 10. Condiciones de la malla para la carcasa	95

CAPITULO 1: INTRODUCCION

Este trabajo se hizo con la finalidad de realizar un análisis teórico – práctico, a un sistema de compresión y expansión de un turbocompresor radial, haciendo uso de un software computacional ANSYS FLUENT, el cual permitió analizar y estudiar el comportamiento del flujo para validar los resultados obtenidos en el análisis del sistema.

Se utilizan conceptos previos para dichos análisis como cantidad de movimiento, ecuación de Euler, entre otros teoremas que fueron fundamentales en el procedimiento para concretar las condiciones de frontera que tenía el turbocompresor radial, cada etapa (expansión y compresión) fue analizada con detalle para corroborar el diseño del mismo.

Una vez obtenidas las condiciones de frontera se procede a realizar la simulación para cada etapa, relacionando así los criterios teóricos; por lo tanto se inicia la simulación de manera gradual o progresiva y se obtienen resultados que son pertinentes de acuerdo a la revisión bibliográfica previamente encontrada.

1.1.PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Desde que fue construido el primer vehículo ha sido necesario incrementar la potencia que este puede suministrar sin necesidad de aumentar la cilindrada o el consumo de combustible, es la sobrealimentación uno de los medios que lo facilita, solucionando además la descompensación en la densidad del aire producto de la disminución de la presión atmosférica, ocasionada por la altitud y por un aumento en la temperatura. Un turbocompresor o turbocargador como se le conoce comúnmente, es una turbomáquina que utiliza la energía de los gases de escape a través de la turbina para accionar el eje al cual se le acopla, y sobrellenar o sobrealimentar la cámara de combustión del motor con ayuda del compresor acoplado al mismo eje. Su propósito es introducir más aire en la admisión por cada cilindrada. En la actualidad estos son implementados en motores que operan con el ciclo Diesel o motores de combustión interna para mejorar las prestaciones de servicio.

El diseño de un turbocompresor es un proceso complejo dentro del estudio de las máquinas térmicas, debido a las diferentes solicitaciones a las que se somete la turbina, el compresor y demás elementos que lo componen tras el proceso de alimentación. Con el rápido desarrollo

de herramientas computacionales y la creciente utilización de la simulación de fluidos computacional, se ha tornado en una tarea necesaria la simulación del fluido interno en componentes de los turbocompresores. Sin embargo, para el procesos de diseño de este tipo de dispositivos, el estudio de las condiciones de flujo en las etapas de expansión y compresión es fundamental, debido a que el fluido de trabajo (el cual es de naturaleza compresible) experimenta un comportamiento turbulento y no estacionario, el cual presenta elevados gradientes de presión, considerables efectos rotativos, los cuales en muchas ocasiones son difíciles de cuantificar en las pruebas experimentales y validaciones de los diseños. Lo anterior hace que la simulación numérica constituya una alternativa para conocer los efectos de la interacción fluido con los componentes fijos y móviles, los cuales son difícil de validar en un proceso experimental.

Se propone entonces, llevar a cabo este tipo de análisis a través de CFD, herramienta ampliamente usada para el estudio del comportamiento de los fluidos. Por lo tanto, mediante este proyecto se pretende dar solución al siguiente interrogante: ¿cómo se puede mejorar el proceso de diseño de un turbocompresor radial a partir de la comprensión del comportamiento del fluido en su interior?

1.2.JUSTIFICACIÓN

El proyecto permite desarrollar una estructura para la simulación de turbocompresores, que logrará realizar una predicción preliminar del turbocompresor, en la cual se evaluarán las condiciones de funcionamiento y predecir las condiciones de trabajo y el comportamiento del flujo interno, bajo diferentes modelos de turbulencia. Lo anterior hace que se puedan definir los modelos de turbulencia más adecuados, teniendo en cuenta las condiciones de frontera asociadas al turbocompresor.

Siendo el turbocompresor una turbomáquina que presenta tantas ventajas a la hora de sobrealimentar un motor, el estudio del fluido en su interior dará lugar a partir de los prototipos virtuales un análisis generando un fortalecimiento en el estudio de esta área,

abriendo la posibilidad de estudios o investigaciones posteriores a partir de este para la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira. Además, con este proyecto se hace uso y aplicación de los conocimientos adquiridos tanto en las ciencias térmicas como en el área de diseño, con lo cual su desarrollo logrará apoyar, afianzar y fortalecer dichos conocimientos.

1.3.OBJETIVO GENERAL

Realizar una simulación computacional para analizar el comportamiento del fluido en las etapas de expansión y compresión de un turbocompresor radial, evaluando su influencia en el desempeño y el aprovechamiento de la energía.

1.3.1. Objetivos específicos

- Realizar una revisión bibliográfica sobre aspectos del diseño de la etapa de expansión y compresión para turbocompresores radiales, con el fin de conocer la relación entre las dimensiones geométricas, la transferencia de energía y las propiedades termodinámicas del fluido.
- Definir las condiciones de operación y especificaciones dimensionales del turbocompresor a evaluar, relacionándolos con las condiciones de frontera requeridas en el modelo virtual.
- Definir un procedimiento para la realización del análisis de flujo en el turbo compresor, teniendo en cuenta las condiciones de frontera definidas
- Examinar el comportamiento del fluido las etapas de expansión y compresión mediante herramientas computacionales reconocidas, validando los resultados obtenidos con datos obtenidos mediante cálculos teóricos o simulaciones anteriores.
- Definir la integridad estructural de los componentes mecánicos involucrados en el turbocompresor, mediante el estudio de la interacción fluido estructura.

CAPITULO 2: TURBOCOMPRESOR RADIAL

2.1.DESCRIPCIÓN

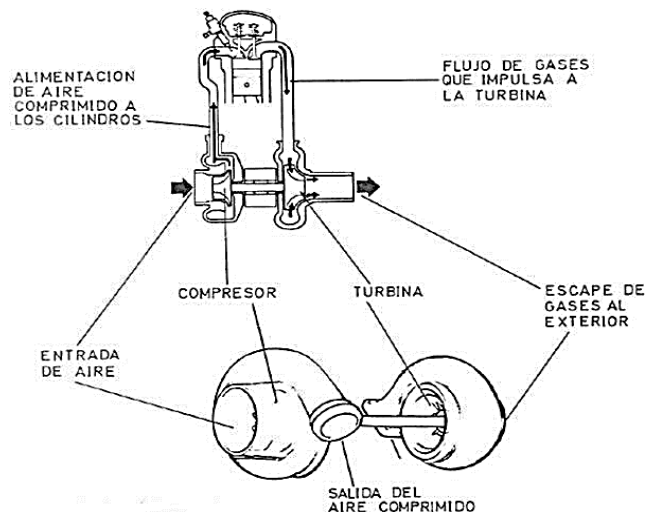
Un turbocompresor es un sistema de sobrealimentación en los motores de combustión interna; el cual consiste en realizar un aumento de la potencia y el par al motor sin tener que variar la cilindrada ni su régimen de giro, mediante la elevación de la presión media efectiva del cilindro.

El objetivo principal de un turbocompresor es el de adicionar o aumentar la cantidad de aire entrante en el cilindro para motores diésel o la cantidad de aire en la mezcla para motores que operan con gasolina. Estos son instalados para realizar una modificación de la densidad del aire, por lo cual permite un ingreso mayor de aire al volumen del cilindro; permitiendo así un incremento de la cantidad de combustible en la mezcla aire-combustible, proporcionando mayor potencia después de la combustión.

2.1.1. partes de un turbocompresor y su funcionamiento

En la ilustración 1 se logrará apreciar como es el proceso de funcionamiento de un turbocompresor.

Ilustración 1. Funcionamiento del turbocompresor



El sistema de operación de los turbocompresores está compuesto principalmente por una turbina; la cual se accionará mediante los gases de escape provenientes de la cámara de combustión, generando así el movimiento de un compresor centrífugo mediante un árbol coaxial o eje. Cuando el compresor está en movimiento el fluido o aire entrante al compresor es comprimido con la finalidad de aportar más cantidad de aire al colector de admisión (la cantidad y la presión del aire son proporcionales a la velocidad de rotación); finalmente el aire comprimido ingresado en el colector se mezclará con la gasolina para posteriormente ser quemados en el proceso de combustión del motor y así reanudar el ciclo.

2.1.2. Ciclo Brayton

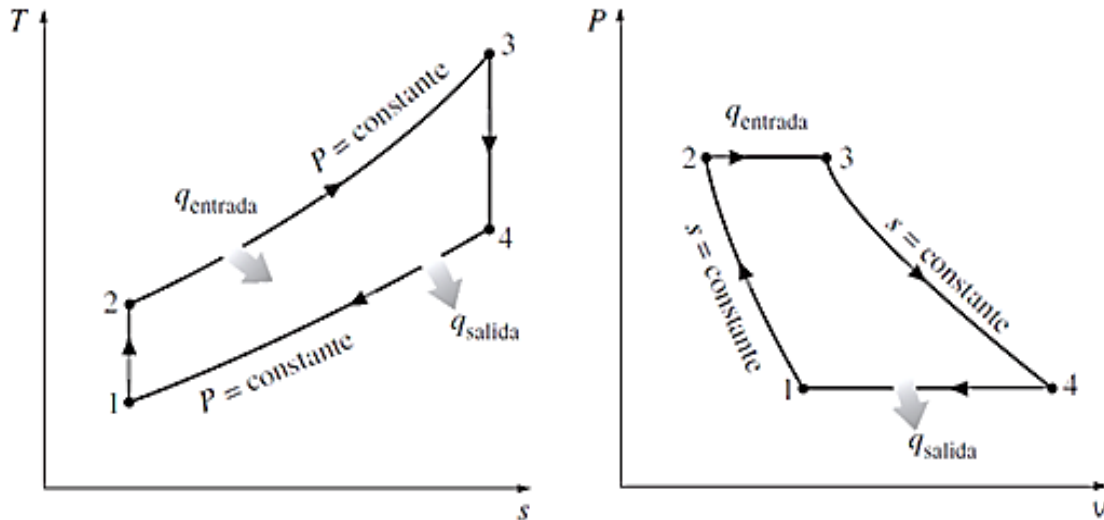
El turbocompresor se conoce por ser una máquina rotativa o turbina de gas, la cual funciona aspirando aire a presión atmosférica. Este aire es comprimido mediante un compresor para así elevar su temperatura y presión; después de este proceso de compresión el aire es llevado a la cámara de combustión con el fin de poder inyectar más combustible, con la finalidad de incrementar la presión, temperatura y potencia generada por los gases de escape, por esta razón se hace necesario determinar un método en el cual se puedan encontrar las condiciones iniciales o las propiedades anteriormente mencionadas. Para este caso se puede hablar del ciclo abierto simple no regenerativo también conocido como ciclo Brayton.

En el ciclo Brayton ideal el proceso es reversible y no se consideran pérdidas en el sistema; a continuación, se mencionan los procesos que componen dicho ciclo:

- Compresión adiabática e isentrópico en el compresor
- Adición de calor isobárica en la cámara de combustión
- Expansión adiabática e isentrópico desarrollada en la turbina
- Cesión de calor isobárica a la atmósfera cuando el ciclo es abierto; como es en el caso de los turbocompresores.

En la ilustración 2, se muestran los diagramas de T-S y P-V de las etapas del proceso de un ciclo Brayton cerrado; obtenida de la referencia [7].

Ilustración 2. Diagrama T-S y P-V ciclo Brayton cerrado

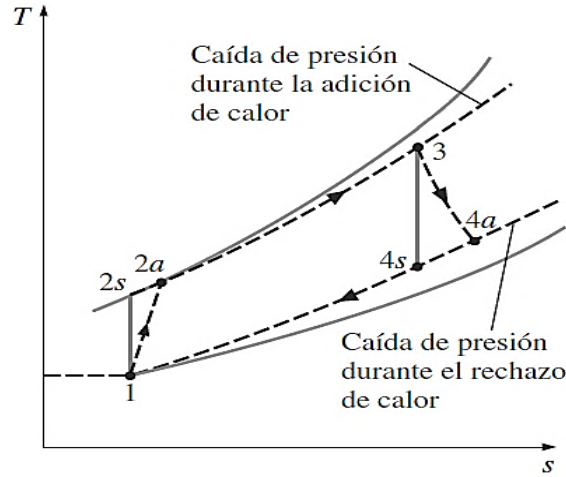


Para los turbocompresores el ciclo Brayton se considera como un ciclo abierto ya que con el fluido con el que se está trabajando originalmente no se realiza el ciclo completo; Esto se puede apreciar en el sistema con el ingreso de aire y la salida de gases de combustión.

Anteriormente se mencionó el ciclo Brayton ideal; sin embargo, cabe resaltar que también está el ciclo Brayton real abierto; en el cual se consideran las pérdidas durante dicho ciclo.

Analizando los procesos de expansión y compresión realizados en la turbina y en el compresor respectivamente, se obtiene que ambos casos no son isoentrópicos; al igual que si se analiza la adición de calor en la cámara de combustión y el rechazo de calor a la atmósfera se obtendrá que ambos casos no son isobáricos.

Ilustración 3. Diagrama T-S del ciclo cerrado real simple de Brayton para turbinas a gas



En la ilustración 3, se muestran los diferentes procesos que se presentan en un ciclo Brayton real simple en un diagrama T-S obtenido mediante la referencia [7].

De igual modo que en los procesos existirán pérdidas de presión por esta razón habrá una relación de presiones en el compresor la cual será mayor que la de expansión realizada por la turbina, por otro lado, se determinan pérdidas en el flujo por parte del compresor esto puede ocurrir en los sellos o enfriamientos.

En el diagrama del ciclo abierto real Brayton se determina que el compresor en los estados 1 y 2 tienen un trabajo específico interno ($h_2 - h_1$) mayor que el trabajo adiabático e isoentrópico específico ($h_{2s} - h_1$) provocado por un aumento de entropía en la etapa de compresión, por lo tanto se indica que el rendimiento interno del compresor será igual según la referencia [2] a:

$$\eta_{ic} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1.1)$$

Mediante la referencia [2] se establece que el rendimiento interno del compresor centrífugo radial en un escalonamiento puede oscilar entre [0,7 – 0,85].

Algo similar ocurre con el rendimiento interno de la turbina lo cual se refleja con la siguiente expresión:

$$\eta_{iT} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (1.2)$$

A diferencia del compresor, la turbina tiene el trabajo específico interno ($h_3 - h_4$) menor con respecto al trabajo adiabático e isoentrópico específico ($h_3 - h_{4s}$) generado por el aumento de entropía en la etapa de expansión; según la referencia [2] la turbina radial debe tener un rendimiento interno entre [0,72 – 0,87].

Para la operación de una turbo máquina que se encuentra en un ciclo abierto, los parámetros más críticos a evaluar son la entrada del compresor y la entrada de la turbina. Ocasionado por los parámetros iniciales quienes se encuentran a la atmósfera, en el caso del compresor la temperatura varía mucho en ese escenario de manera que puede afectar el rendimiento del ciclo a diferencia de la turbina la temperatura con la cual ingresan los gases se puede controlar sin embargo conlleva una restricción o límite que no se puede sobrepasar.

2.2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS PARA UN TURBO COMPRESOR

2.2.1. Parámetros de estancamiento totales

Un estado de estancamiento existe cuando un fluido de alta es traído completamente al remanso o reposo adiabático e isoentrópicamente. La entalpía, presión y temperatura de estancamiento son mayores a sus correspondientes estáticos, debido a la energía cinética del fluido, es decir, la entalpía, presión y temperatura estancamiento son iguales a la magnitud estática más su equivalente en términos de velocidad. Cuando los efectos de la velocidad son despreciables la entalpía, presión y temperatura de estancamiento no difieren de sus correspondientes estáticas.

A continuación, se presentan las relaciones de estancamiento obtenidas de la referencia [2]:

Entalpía total

$$h_{0i} = h_i + \frac{c_i^2}{2} \quad (1.3)$$

Presión total

$$P_{0i} = P_i + \rho \cdot \frac{c_i^2}{2} \quad (1.4)$$

Temperatura total

$$T_{0i} = T_i + \frac{c_i^2}{c_{pi} \cdot 2} \quad (1.5)$$

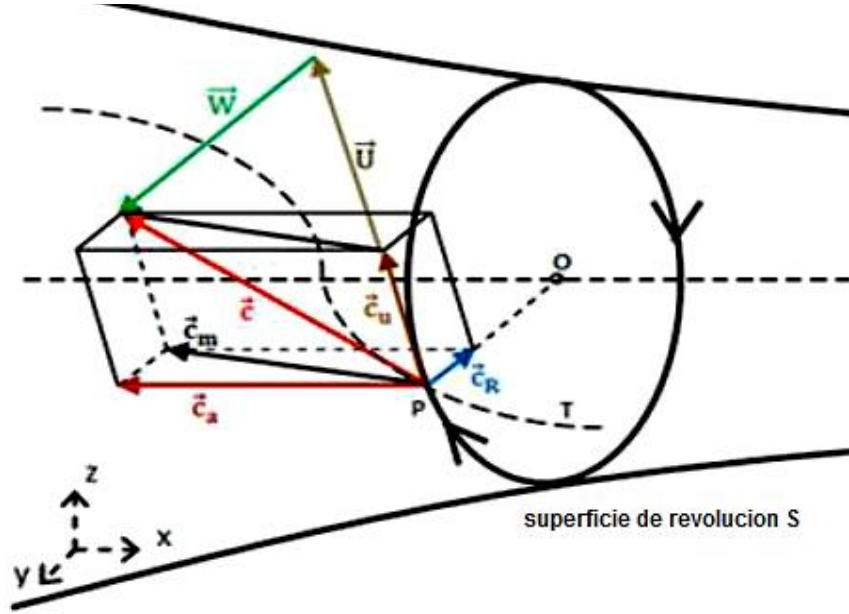
En un ducto adiabático donde no hay trabajo de eje, la entalpía y temperatura de estancamiento serán iguales a la entrada y a la salida para flujo permanente.

2.2.2. Cambio en la cantidad de movimiento

Debido a la transferencia de energía entre el fluido y la máquina se genera una fuerza o impulso. Este impulso representa la cantidad de energía cinética del fluido transformada en cantidad de movimiento, convirtiéndose a su vez en energía mecánica que hace girar al rotor. Para determinar el cambio en la cantidad de movimiento se realizan algunas consideraciones con respecto al flujo del fluido, es decir en cuántas dimensiones se desarrolla.

El análisis de la cantidad de movimiento del fluido hace referencia al estudio de la velocidad absoluta (c) con que ingresa el fluido a la máquina. Esta velocidad absoluta se puede descomponer en sus tres componentes espaciales ortogonales; además haciendo uso de la velocidad periférica (u) puede introducirse el concepto de la velocidad relativa (w). En la ilustración 4 se logrará apreciar las componentes de la velocidad en una superficie de revolución S a una distancia R del eje de la máquina en una trayectoria T , por donde fluye la partícula de fluido con una velocidad absoluta (c)

Ilustración 4. Componentes espaciales ortogonales de la velocidad absoluta (\vec{c})



Del triedro mostrado en la ilustración 4 se tiene que la velocidad absoluta es equivalente a:

$$\vec{c} = \vec{c}_a + \vec{c}_R + c_u \quad (1.6)$$

Donde la velocidad meridional c_m será respectivamente:

$$\vec{c}_m = \vec{c}_a + \vec{c}_R \quad (1.7)$$

Por lo que de la ecuación (1.1) y (1.2) se establece que:

$$\vec{c} = \vec{c}_m + \vec{c}_u \quad (1.8)$$

En este proyecto el turbocompresor a analizar es de tipo radial; por lo cual se emplea la siguiente ecuación:

$$\vec{c} = \vec{c}_R + \vec{c}_u \quad (1.9)$$

Esta ecuación se obtiene debido a que la velocidad axial c_a es igual a cero.

También se puede obtener mediante la ilustración 4 que la velocidad absoluta del fluido puede ser dada por la suma vectorial entre la velocidad absoluta o periférica del rodete y la velocidad relativa del fluido con relación al álabe (w); de lo anterior se obtiene que:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (1.10)$$

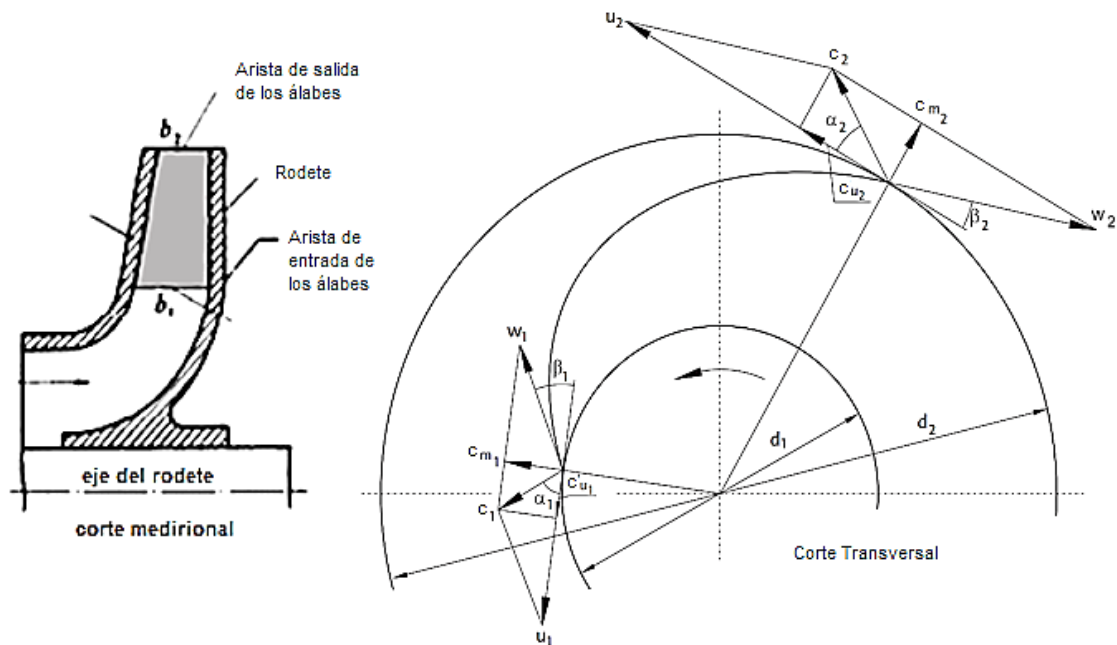
2.2.3. Ecuación de Euler

En las turbomáquinas el intercambio de energía del fluido en energía mecánica se realiza únicamente en la corona móvil; este intercambio de energía obedece a la ecuación de Euler la cual expresa la energía intercambiada en el rodete.

Esta ecuación puede ser utilizada tanto para turbo máquinas hidráulicas como para turbo máquinas térmicas información obtenida de la referencia [3].

A continuación en la ilustración 5 se mostrarán en las aristas de entrada y salida del rodete los triángulos de velocidad.

Ilustración 5. Triángulos de velocidad de la entrada y la salida de un rodete



Empleando los triángulos de velocidad mostrados en la ilustración 5, la ecuación de continuidad y con la primera ley de la termodinámica se logra deducir la ecuación de Euler entre los puntos de entrada y salida para el rotor. Para esto se realiza la hipótesis de que todo el fluido entrante al rodete se mueve a la misma velocidad c_1 y que sale con la misma velocidad c_2 . Esta hipótesis constituye que todas las partículas del fluido entran al rodete con la misma velocidad y que experimentan en este la misma aceleración.

Mediante la referencia [4] se puede obtener que la potencia periférica del fluido está definida como:

$$W_u = \dot{m} (h_{02} - h_{01}) = \dot{m} (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \quad (1.11)$$

Lo que es equivalente a expresar que:

$$W_u = \dot{m} \cdot w_u = \dot{m} \cdot g \cdot H_u \quad (1.12)$$

Igualando las ecuaciones 1.11 y 1.12 se obtiene la siguiente expresión:

$$H_u = \left(\frac{w_u}{\dot{m} \cdot g} \right) = \pm \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{g} \quad (1.13)$$

Mediante el uso de los triángulos de velocidad se tiene según la referencia [5] que:

$$H_u = \pm \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} \right) \quad (1.14)$$

De la ecuación (1.9), los siguientes términos representan la altura de presión o altura estática comunicada o absorbida en el rodete; esta información es obtenida de la referencia [3]:

$$H_p = \pm \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} \right) \quad (1.15)$$

Mientras el último término se denomina altura dinámica del rodete.

$$H_d = \pm \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} \right) \quad (1.16)$$

El trabajo periférico puesto a disposición de un escalonamiento en una turbomáquina es según la referencia [2] es igual a:

$$W_u = \pm [(h_{2s} - h_1) + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2} + (z_2 - z_1)] \quad (1.17)$$

Donde el signo positivo [+] corresponde a las turbomáquinas generadoras (compresores), mientras que el negativo [-] a las turbomáquinas motoras (turbinas).

Con lo establecido anteriormente si se desea analizar las etapas de compresión o de expansión del turbocompresor se deberá tener en cuenta sus respectivos triángulos de velocidades; Los cuales se presentan en las ilustraciones 6 y 7 respectivamente:

Ilustración 6. Triángulos de velocidad compresor

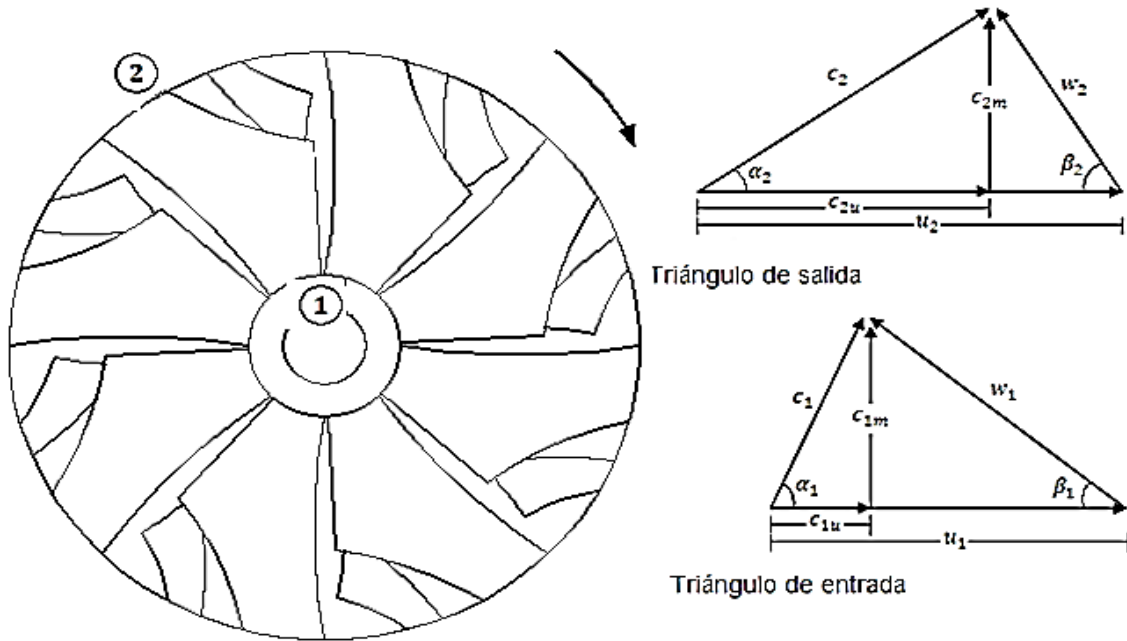
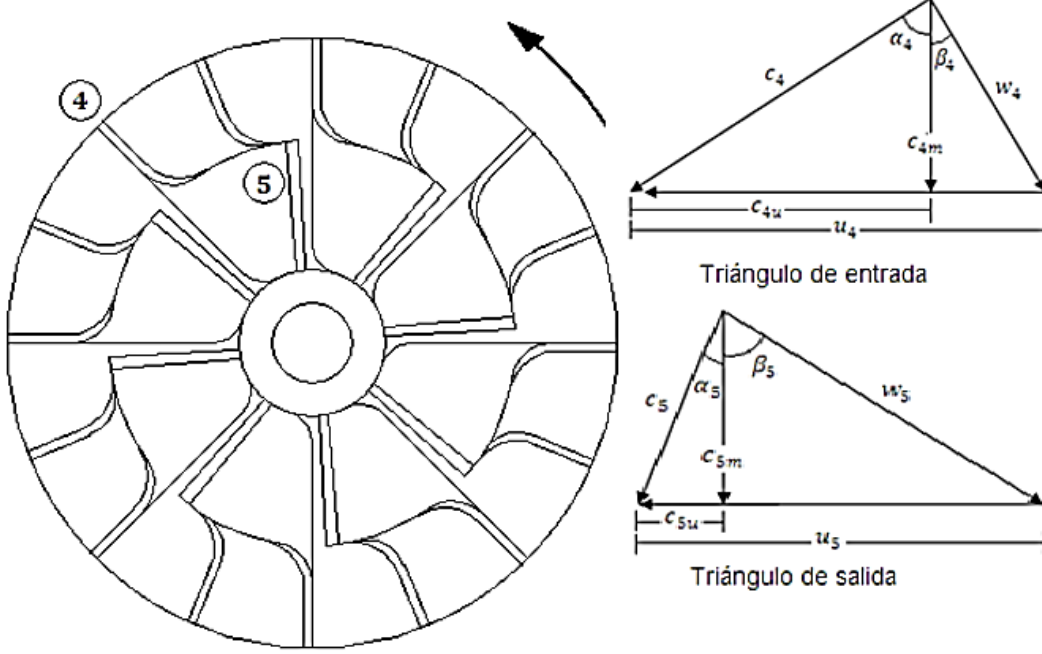


Ilustración 7. Triángulos de velocidad turbina



Con lo anterior se puede obtener que la potencia periférica del fluido para la etapa de compresión y de expansión respectivamente serán iguales a:

$$W_u = \dot{m}_{\text{Aire}} \cdot (h_{02} - h_{01}) = \dot{m}_{\text{Aire}} \cdot (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \quad (1.18)$$

$$W_u = \dot{m}_{\text{Gases}} \cdot g \cdot H_u = \dot{m}_{\text{Gases}} \cdot (h_{04} - h_{05}) = \dot{m}_{\text{Gases}} \cdot (c_{4u}u_4 - c_{5u}u_5) \quad (1.19)$$

Si las ecuaciones anteriores se expresan en función de las velocidades absolutas y relativas se obtiene que para el compresor y la turbina las ecuaciones serán respectivamente iguales a:

$$W_u = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{2} [(u_2^2 - u_1^2) + (c_2^2 - c_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)] \quad (1.20)$$

$$W_u = \frac{\dot{m}_{\text{Gases}}}{2} [(u_4^2 - u_5^2) + (c_4^2 - c_5^2) + (w_5^2 - w_4^2)] \quad (1.21)$$

2.2.4. Grado de reacción

El grado de reacción es un coeficiente adimensional empleado para el estudio de las turbomáquinas. Con el cual se puede caracterizar un escalonamiento en particular para la parte de compresión o expansión. El grado de reacción se puede definir como:

$$GR = \frac{\text{Salto a. i. en la corona móvil}}{\text{Salto a. i. en el escalonamiento}} \quad (1.22)$$

Para los compresores centrífugos se establece como la relación entre la energía absorbida por el fluido por el cambio de presión estático en el rodete y la energía total transferida al mismo. También puede determinarse como un cambio de entalpía en el rotor y un cambio de entalpía total en el salto completo; una vez dicho esto se obtiene que:

$$GR = \frac{h_2 - h_1}{h_{02} - h_{01}} \quad (1.23)$$

Analizando las velocidades de salida y de entrada del rotor en el compresor se obtiene que:

$$GR = \frac{(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)}{(u_2^2 - u_1^2) + (c_2^2 - c_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)} \quad (1.24)$$

En la turbina se define el grado de reacción a la energía cedida por el fluido, generado por un cambio en la presión estática del rotor y la energía total transmitida en este. También puede determinarse como un cambio de entalpía en el rotor y un cambio de entalpía total en el salto completo; con lo anterior se establece que:

$$GR = \frac{h_4 - h_5}{h_{01} - h_{05}} \quad (1.25)$$

Ahora analizando las velocidades absolutas y relativas del rotor de la turbina se obtiene la siguiente expresión:

$$GR = \frac{(u_4^2 - u_5^2) + (w_5^2 - w_4^2)}{(u_4^2 - u_5^2) + (c_4^2 - c_5^2) + (w_5^2 - w_4^2)} \quad (1.26)$$

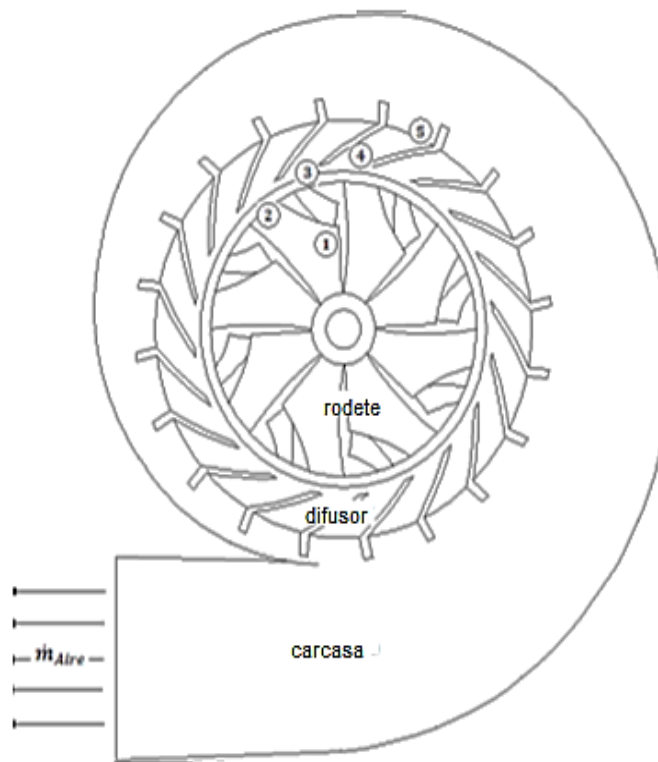
2.3. COMPRESOR CENTRÍFUGO

Los compresores centrífugos son turbomáquinas que operan a altas velocidades de rotación y que transmite energía a un fluido con la finalidad de comprimirlo, aumentando su presión y temperatura [9]. Estos consisten en un rodete girando dentro de una carcasa; la cual presenta dos aberturas para el ingreso y salida del fluido.

El rodete es el encargado de convertir la energía mecánica transmitida a través del eje en energía cinética. En la carcasa del compresor se encuentra incorporado el difusor; el cual se encarga de convertir la energía cinética en energía potencial para así completar la conversión de energía.

En la ilustración 8 se podrán apreciar las partes anteriormente mencionadas; al igual que las características durante la etapa de compresión.

Ilustración 8. Elementos y características que conforman el compresor



De la ilustración anterior el punto 1, 2, 3,4 y 5 hacen referencia a: la entrada en el rodete, salida del rodete, espacio libre, entrada al difusor y salida del difusor respectivamente.

En los compresores centrífugos se considera que la entrada de aire es totalmente axial, para después salir del rodete por una fuerza centrífuga hacia la periferia radialmente, la velocidad del aire originada por esta fuerza centrífuga crea una depresión en su centro y así generar la aspiración del aire [10].

Los compresores se clasifican según la dirección de flujo en: Centrífugos radiales, Centrífugos diagonales o de flujo mixto y Axiales.

Para el desarrollo de este proyecto se analizará un turbocompresor de tipo radial; del cual se obtiene que las relaciones de presión por escalonamiento se encuentran entre los intervalos que se mostrarán en la tabla 1.

Tabla 1. Intervalos para las relaciones de presión para compresores

Compresor	Relación de presión
Radial	Máxima: 3 - 5
Radial	Normal: 1,5 - 2,5

2.3.1. Trabajo de compresión

El trabajo absorbido en un proceso de compresión se obtiene mediante la ecuación 1.18 (ecuación de Euler para la transferencia de energía). Asumiendo que la entrada del fluido en el compresor es axial, se obtendrá que la velocidad periférica a la entrada del fluido es igual a cero ($c_{1u}=0$), por lo tanto se establece que $\alpha_1=90^\circ$. Estos supuestos modifican la ecuación 1.18 en:

$$\dot{W}_u = \dot{m}_{\text{Aire}} \cdot c_{2u} \cdot u_2 \quad (1.27)$$

2.3.2. Relación de compresión para un escalonamiento adiabático en un compresor centrífugo

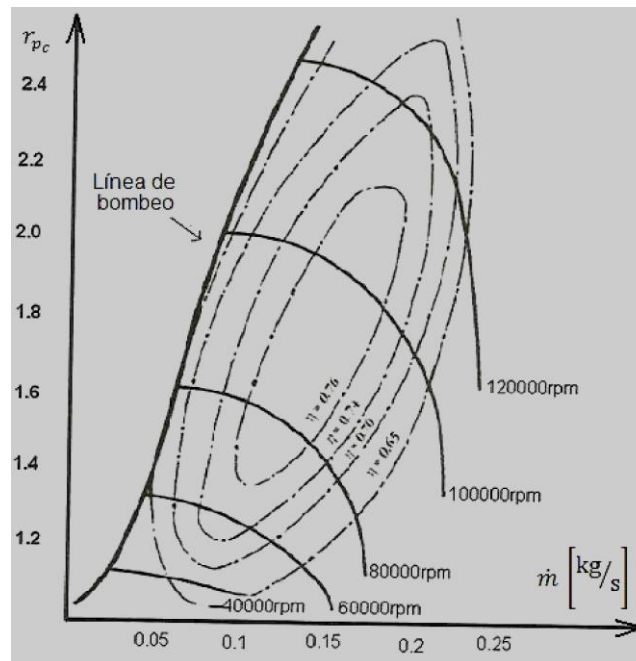
Para los compresores en los que se requiere un desarrollo de alta presión, se suele utilizar escalonamientos múltiples, de los cuales los dos primeros suelen ser de doble aspiración, actualmente se han desarrollado técnicas con la finalidad de aumentar las relaciones de presión por cada escalonamiento, como por ejemplo grandes ángulos de salida.

La relación de compresión isoentrópica o ideal para una etapa en un compresor centrífugo que consta de rodete y difusor, es obtenida mediante la referencia [6]:

$$r_{PC} = \frac{p_5}{p_1} = \left(\frac{T_{5s}}{T_1} \right)^{\frac{K_{aire}}{K_{aire}-1}} \quad (1.28)$$

En la ilustración 9 se muestra el mapa ideal del compresor, en el cual se puede observar que las relaciones de compresión pueden estar entre [1,2 - 2,4] para un margen de revoluciones de entre [40000 rpm – 120000 rpm].

Ilustración 9. Mapa ideal del compresor



2.3.3. Relación de compresión máxima alcanzada en un compresor centrífugo de un solo escalonamiento.

En un proceso de compresión adiabático e isoentrópico, según la referencia [3] el trabajo será igual a:

$$w_s = \Delta Y_s = \frac{K_{aire}}{K_{aire} - 1} \cdot R_{Aire} \cdot T_1 \cdot (r_{pc}^{\frac{K_{aire}-1}{K_{aire}}} - 1) \quad (1.29)$$

La ecuación anterior también se puede expresar como:

$$\dot{W}_s = \dot{m}_{Aire} \cdot w_s = \frac{K_{aire}}{K_{aire} - 1} \cdot \dot{m}_{Aire} \cdot R_{Aire} \cdot T_1 \cdot (r_{pc}^{\frac{K_{aire}-1}{K_{aire}}} - 1) \quad (1.30)$$

Al igualar las ecuaciones (1.27) y (1.30) para una eficiencia del 100% en la etapa de compresión ($\frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_u}=1$), y despejando r_{pc} , se tiene una relación de compresión máxima por dicha etapa:

$$r_{pcMax} = \left[\left(\frac{K_{aire} - 1}{K_{aire}} \times \frac{c_{2u} \cdot u_2}{R_{aire} \cdot T_1} \right) + 1 \right]^{\frac{K_{aire}}{K_{aire} - 1}} \quad (1.31)$$

Si se considera que el fluido sale completamente radial, es decir, $\beta_2=90^\circ$, se obtendrá mediante los triángulos de velocidad que $u_2=c_{2u}$, con lo anterior se determina que:

$$r_{pcMax} = \left[\left(\frac{K_{aire} - 1}{K_{aire}} \times \frac{u_2^2}{R_{aire} \cdot T_1} \right) + 1 \right]^{\frac{K_{aire}}{K_{aire} - 1}} \quad (1.32)$$

En donde se aprecia que entre más alta sea la temperatura de entrada, menor será la compresión desarrollada en éste y mayor la demanda de potencia y el consumo de energía; esto para un compresor centrífugo que gira a una velocidad constante [11].

2.3.4. Compresión isoentrópica en el rodete del compresor centrífugo

Para un proceso de compresión isoentrópico la relación de presiones se da como:

$$r_{prodets} = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_{2s}}{T_1} \right)^{\frac{K_{aire}}{K_{aire} - 1}} \quad (1.33)$$

Empleando la primera ley de la termodinámica para un fluido en régimen estacionario entre los puntos 1-2 del rodete en el compresor, haciendo uso de la ecuación 1.17 para un proceso de compresión adiabático y despreciando la diferencia de alturas $z_2 - z_1$, se determina que:

$$W_u = (h_{2s} - h_1) + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2} \quad (1.34)$$

Sustituyendo en la ecuación de Euler para una turbo máquina generadora el trabajo periférico, y considerando para el aire que su variación de entalpía ($h_{2s} - h_1$) es aproximadamente igual a $c_{pAire} (T_{2s} - T_1)$, se obtiene:

$$\dot{W}_u = (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) = C_{pAire} (T_{2s} - T_1) + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2} \quad (1.35)$$

De la ecuación anterior se determinará la relación de compresión isoentrópica en el rodete del compresor centrífugo, utilizando el siguiente proceso: dividir por T_1 y después despejar $\frac{T_{2s}}{T_1}$; obteniendo que:

$$\begin{aligned} r_{\text{rodete}_s} &= \left(\frac{T_{2s}}{T_1} \right)^{\frac{K_{aire}}{K_{aire}-1}} \\ &= \left[\frac{(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1)}{C_{pAire} \cdot T_1} - \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2 \cdot C_{pAire} \cdot T_1} + 1 \right]^{\frac{K_{aire}}{K_{aire}-1}} \end{aligned} \quad (1.36)$$

Si se considera que la entrada del fluido al compresor es de tipo axial ósea que $c_{1u}=0$ y que la salida es de tipo radial en otras palabras $u_2=c_{2u}$, la ecuación anterior quedaría expresada como:

$$r_{\text{rodete}_s} = \frac{p_2}{p_1} = \left[\frac{(u_2^2)}{C_{pAire} \cdot T_1} - \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2 \cdot C_{pAire} \cdot T_1} + 1 \right]^{\frac{K_{aire}}{K_{aire}-1}} \quad (1.37)$$

En la cual se relacionan los parámetros termodinámicos con las dimensiones del rodete, el número de revoluciones de éste y la forma de los álabes.

2.3.5. Compresión adiabática real en el rodete del compresor centrífugo

Para este caso se tiene que no hay transferencia de calor entre el fluido y sus alrededores. Se ha demostrado experimentalmente que la compresión del aire para este caso sigue

aproximadamente una ley politrópica, de la cual la presión y el volumen para la compresión del aire se pueden relacionar mediante:

$$P \cdot v_{Aire}^n = cte \quad (1.38)$$

A partir de la cual la relación de compresión en el rodete queda:

$$r_{\text{prodetes}} = \frac{p_2}{p_1} = \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{n_{\text{aire}}}{n_{\text{aire}} - 1}} \quad (1.39)$$

De la referencia [6] se tiene que para la compresión adiabática la constante politrópica (n) del aire oscila entre [1,45-1,7].

La eficiencia interna del rodete del compresor se define como:

$$\eta_{\text{rodete}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \approx \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (1.40)$$

Siendo esta eficiencia la misma eficiencia politrópica del rodete o eficiencia isoentrópica. De la cual se obtiene que:

$$T_{2s} - T_1 = \eta_{\text{rodete}} \cdot (T_2 - T_1) = \frac{(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1)}{C_{PAire}} - \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2 \cdot C_{PAire}} \quad (1.41)$$

Si dividimos la ecuación anterior por T_1 y despejando la relación $\frac{T_2}{T_1}$ obtendremos que:

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1)}{\eta_{\text{rodete}} \cdot C_{PAire} \cdot T_1} - \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2 \cdot \eta_{\text{rodete}} \cdot C_{PAire} \cdot T_1} \quad (1.42)$$

Por lo tanto la relación de compresión será igual a:

$$r_{\text{prodetes}} = \frac{p_2}{p_1} = \left[1 + \frac{(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1)}{\eta_{\text{rodete}} \cdot C_{PAire} \cdot T_1} - \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2 \cdot \eta_{\text{rodete}} \cdot C_{PAire} \cdot T_1} \right]^{\frac{n_{\text{Aire}}}{n_{\text{Aire}} - 1}} \quad (1.43)$$

Si se considera que la entrada del fluido al compresor es de tipo axial ósea que $c_{1u}=0$ y que la salida es de tipo radial en otras palabras $u_2=c_{2u}$, la ecuación anterior quedaría expresada como:

$$r_{\text{prodete}_s} = \frac{p_2}{p_1} = \left[1 + \frac{(u_2^2)}{\eta_{\text{irodete}} \cdot c_{\text{PAire}} \cdot T_1} - \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2 \cdot \eta_{\text{irodete}} \cdot c_{\text{PAire}} \cdot T_1} \right]^{\frac{n_{\text{Aire}}}{n_{\text{Aire}} - 1}} \quad (1.44)$$

2.3.6. Difusor

El funcionamiento principal de un difusor es el de recuperar parte de la energía cinética a la salida del rodete para generar un incremento adicional de presión. Este consta al menos de una caja espiral que posee con frecuencia una corona directriz o cono difusor.

2.3.6.1. Compresión isoentrópica en el difusor

La relación de compresión isoentrópica desarrollada en el difusor es:

$$r_{\text{pdifusor}_s} = \frac{p_5}{p_4} = \left(\frac{T_{5s}}{T_4} \right)^{\frac{K_{\text{aire}}}{K_{\text{aire}} - 1}} \quad (1.45)$$

Mediante el uso de la primera ley de la termodinámica entre los puntos 4-5 para el difusor y teniendo en cuenta que en éste no se genera ni se consume trabajo, además que no produce o intercambia calor y considerando despreciable el cambio de energía potencial, se tiene:

$$(h_{5s} - h_4) = \frac{(c_4^2 - c_5^2)}{2} = c_{\text{PAire}} (T_{5s} - T_4) \quad (1.46)$$

De la ecuación anterior dividiendo por T_4 y despejando la relación $\frac{T_{5s}}{T_4}$ se obtiene que:

$$\frac{T_{5s}}{T_4} = 1 + \frac{(c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot c_{\text{PAire}} \cdot T_4} \quad (1.47)$$

Con lo anterior se obtiene que:

$$r_{\text{pdifusor}_s} = \frac{p_5}{p_4} = \left(1 + \frac{(c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot c_{\text{PAire}} \cdot T_4} \right)^{\frac{K_{\text{aire}}}{K_{\text{aire}} - 1}} \quad (1.48)$$

2.3.6.2. Compresión real politrópica en el difusor

La relación de compresión real politrópica desarrollada en el difusor es:

$$r_{\text{pdifusor}_s} = \frac{p_5}{p_4} = \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_{\text{aire}}}{n_{\text{aire}} - 1}} \quad (1.49)$$

Del cual su eficiencia se expresa como:

$$\eta_{\text{pdifusor}} = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4} \approx \frac{T_{5s} - T_4}{T_5 - T_4} \quad (1.50)$$

De la anterior expresión se obtiene que:

$$(T_{5s} - T_4) = \eta_{\text{pdifusor}} (T_5 - T_4) \frac{(c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot c_{\text{PAire}}} \quad (1.51)$$

De la ecuación anterior dividiendo por T_4 y despejando la relación $\frac{T_5}{T_4}$ se obtiene que:

$$\frac{T_5}{T_4} = 1 + \frac{(c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot \eta_{\text{pdifusor}} \cdot c_{\text{PAire}} \cdot T_4} \quad (1.52)$$

Por lo que la relación de compresión queda expresada como:

$$r_{\text{pdifusor}} = \frac{p_5}{p_4} = \left(1 + \frac{(c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot \eta_{\text{pdifusor}} \cdot c_{\text{PAire}} \cdot T_4}\right)^{\frac{n_{\text{aire}}}{n_{\text{aire}} - 1}} \quad (1.53)$$

Las eficiencias para el rodete y el difusor pueden se pueden asumir como iguales a la eficiencia de todo el escalonamiento, que para compresores estacionarios su rendimiento interno suele oscilar entre (0,75 - 0,9) rango obtenido mediante la referencia [6]. La eficiencia para un escalonamiento en el compresor está definida como:

$$\eta_{\text{Escalonamiento}} = \frac{h_{05ss} - h_{01}}{h_5 - h_1} \cong \frac{h_{5ss} - h_1}{h_5 - h_1} \approx \frac{T_{5s} - T_1}{T_5 - T_1} \quad (1.54)$$

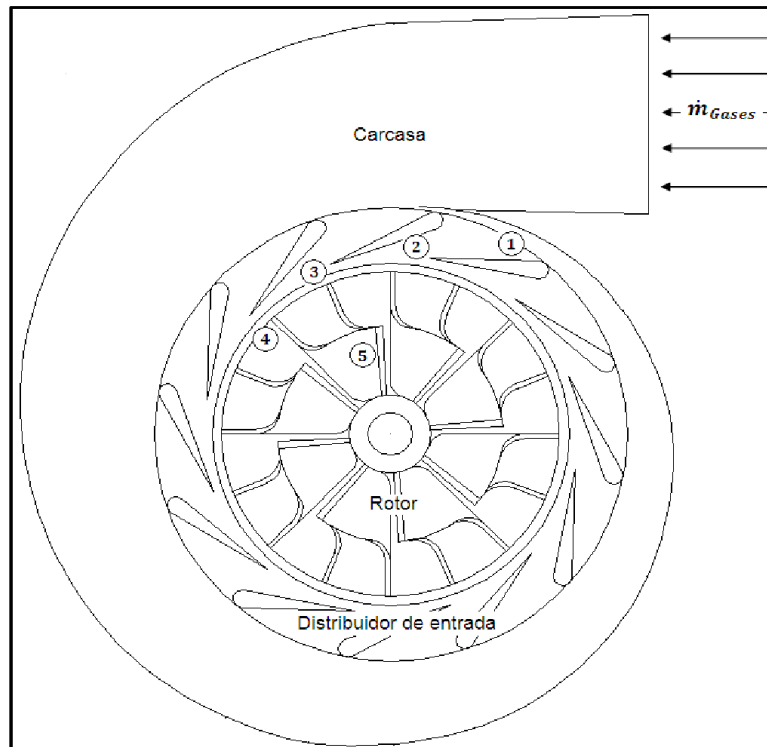
2.4.TURBINA RADIAL

Las turbinas de flujo radial presentan un comportamiento similar a los compresores centrífugos, pero estas presentan algunas diferencias en su forma de operación; como por ejemplo: el sentido del fluido va desde la periferia de los álabes hacia el centro del rotor, generando una rotación contraria y en lugar de un difusor se encuentra una tobera. La turbina o parte de expansión es la encargada de aprovechar los gases de escape provenientes del motor, este proceso se realiza para accionar la parte de compresión mediante un eje o árbol coaxial. La energía de los gases es utilizada en un 80% - 85% para generar el movimiento o giro del

árbol coaxial, mientras que la energía restante no aprovechada sale a la atmósfera la información anterior es obtenida de la referencia [14].

En la ilustración 10 se muestran los componentes de la turbina anteriormente mencionados, al igual que las características de la etapa de expansión.

Ilustración 10. Componentes y características del proceso de expansión



De la ilustración 7 el punto 1, 2, 3, 4 y 5 hacen referencia a: 1- Entrada al distribuidor de los gases de escape, 2- Salida del distribuidor, 3- Espacio libre, 4- Entrada al rotor y 5- Salida del rotor. Las turbinas se pueden clasificar según la dirección del flujo y la geometría de los álabes en: cantiléver y la mixta.

2.4.1. Trabajo de expansión

El trabajo entregado en un proceso de expansión se obtiene mediante la ecuación 1.21 (ecuación de Euler para la transferencia de energía). Debido a la hipótesis establecida de que la salida del fluido en la turbina es axial, se obtendrá que la velocidad periférica a la

salida del fluido es igual a cero ($c_{5u}=0$); Con estas suposiciones la ecuación 1.21 queda finalmente expresada como:

$$\dot{W}_u = \dot{m}_{\text{Gases}} \cdot c_{4u} \cdot u_4 \quad (1.55)$$

2.4.2. Relación de expansión para un escalonamiento adiabático en una turbina de flujo radial

En el rotor de la turbina se realiza la conversión de la energía obtenida mediante la compresión y la combustión; esta energía se transformará en energía cinética y será aplicada en el eje o árbol, generado mediante el impulso de los gases al rotor.

La relación de expansión isoentrópica o ideal para una turbina de flujo radial conformado por un distribuidor de entrada y un rotor se define como:

$$r_{PC} = \frac{p_1}{p_5} = \left(\frac{T_{1S}}{T_5} \right)^{\frac{K_{\text{Gases}}}{K_{\text{Gases}} - 1}} \quad (1.56)$$

2.4.2.1. Relación de expansión máxima alcanzada en una turbina de flujo radial de un solo escalonamiento

Asumiendo un proceso de expansión adiabático e isoentrópico, se tiene que el trabajo correspondiente es [15]:

$$W_S = \Delta Y_S = \frac{K_{\text{Gases}}}{K_{\text{Gases}} - 1} \cdot R_{\text{Gases}} (1 - r_{pT}^{\frac{1-K_{\text{Gases}}}{K_{\text{Gases}}}}) \quad (1.57)$$

La ecuación anterior también puede ser descrita como:

$$\dot{W}_S = \dot{m}_{\text{Gases}} \frac{K_{\text{Gases}}}{K_{\text{Gases}} - 1} \cdot \dot{m}_{\text{Gases}} \cdot R_{\text{Gases}} \cdot T_1 (1 - r_{pT}^{\frac{1-K_{\text{Gases}}}{K_{\text{Gases}}}}) \quad (1.58)$$

Igualando las ecuaciones (1.55) y (1.58) para una eficiencia del 100% en la etapa de expansión, esto es ($\frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_s}=1$) y despejando para r_{pT} , se tiene una relación de expansión máxima por etapa de:

$$r_{pT_{\text{Max}}} = \left[1 - \left(\frac{K_{\text{Gases}} - 1}{K_{\text{Gases}}} \times \frac{c_{4u} \cdot u_4}{R_{\text{Gases}} \cdot T_1} \right) \right]^{\frac{K_{\text{Gases}}}{1-K_{\text{Gases}}}} \quad (1.59)$$

Considerando la entrada del flujo completamente radial, es decir, $\beta_4=0^\circ$, se produce que $u_4 = C_{4u}$, con las hipótesis anteriores se obtiene que:

$$r_{pT_{\text{Max}}} = \left[1 - \left(\frac{K_{\text{Gases}} - 1}{K_{\text{Gases}}} \times \frac{u_4^2}{R_{\text{Gases}} \cdot T_1} \right) \right]^{\frac{K_{\text{Gases}}}{1-K_{\text{Gases}}}} \quad (1.60)$$

En donde se aprecia que para una turbina de flujo radial dada, que gira a una velocidad constante, entre más alta sea la temperatura de entrada T_1 mayor será la expansión que podrá desarrollar.

2.4.2.2. Expansión isoentrópica en el rotor de una turbina de flujo radial

Para un proceso de expansión isoentrópico la relación de presiones se da como:

$$r_{p_{\text{rotor}_s}} = \frac{p_4}{p_5} = \left(\frac{T_4}{T_{5s}} \right)^{\frac{K_{\text{Gases}}}{K_{\text{Gases}} - 1}} \quad (1.61)$$

De acuerdo a la ecuación 1.17 para un fluido en régimen estacionario en el rotor de la turbina entre los puntos 4-5, para un proceso de expansión adiabático y despreciando la diferencia de alturas z_4-z_5 , se tiene:

$$W_u = (h_4 - h_{5s}) \frac{(c_4^2 - c_5^2)}{2} \quad (1.62)$$

Sustituyendo en la ecuación de Euler para una turbomáquina motora el trabajo periférico, y considerando para los gases de combustión que su variación de entalpía (h_4-h_{5s}) es aproximadamente igual a $c_{pGases}(T_4-T_{5s})$, se obtiene:

$$c_{4u}u_4 - c_{5u}u_5 = C_{P_{\text{Gases}}}(T_4 - T_{5s}) + \frac{(c_4^2 - c_5^2)}{2} \quad (1.63)$$

De la ecuación anterior se determinará la relación de expansión isoentrópica en el rotor de la turbina; utilizando el siguiente proceso: dividir por T_{5s} y después despejar $\frac{T_4}{T_{5s}}$; obteniendo que:

$$\left(\frac{T_4}{T_{5s}}\right)^{\frac{K_{Gases}}{K_{Gases}-1}} \left[1 + \frac{(c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot C_{pGases} \cdot T_4} - \frac{(C_{4u}u_4 - C_{5u}u_5)}{C_{pGases} \cdot T_4}\right]^{\frac{K_{Gases}}{K_{Gases}-1}} \quad (1.64)$$

Si se considera que la entrada de flujo es radial ($u_4 = c_{4u}$), y salida axial ($c_{5u} = 0$) la ecuación anterior queda finalmente expresada como:

$$r_{\text{protors}} = \frac{p_4}{p_5} = \left[1 + \frac{(c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot C_{pGases} \cdot T_4} - \frac{(u_4^2)}{C_{pGases} \cdot T_4}\right]^{\frac{K_{Gases}}{1-K_{Gases}}} \quad (1.65)$$

En la cual se relacionan los parámetros termodinámicos con las dimensiones del rotor, el número de revoluciones de éste y la forma de los álabes.

2.4.2.3. Expansión adiabática real en el rotor de la turbina de flujo radial

Para este caso se tiene que no hay transferencia de calor entre el fluido y sus alrededores. Donde la expansión de los gases sigue aproximadamente una ley politrópica, de la cual la presión y el volumen para la expansión de los se puede relacionar mediante:

$$P \cdot \vartheta_{Gases}^n = cte \quad (1.66)$$

A partir de la cual la relación de expansión en el rotor queda:

$$r_{\text{protors}} = \frac{p_4}{p_5} = \left[\frac{T_4}{T_5}\right]^{\frac{n_{Gases}}{n_{Gases}-1}} \quad (1.67)$$

De la referencia [12] se obtiene que para la expansión adiabática la constante politrópica (n_{Gases}) es aproximadamente 1,33.

La eficiencia interna del rotor de la turbina se define como:

$$\eta_{i_{\text{rotor}}} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \approx \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5s}} \quad (1.68)$$

Siendo esta eficiencia la misma eficiencia politrópica del rotor o eficiencia politrópica. De la cual se obtiene que:

$$T_4 - T_5 = \eta_{i_{\text{rotor}}}(T_4 - T_5) \frac{\eta_{i_{\text{rotor}}}(C_{4u}u_4 - C_{5u}u_5)}{C_{p\text{Gases}}} - \frac{\eta_{i_{\text{rotor}}}(c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot C_{p\text{Gases}}} \quad (1.69)$$

$$\frac{T_5}{T_4} = 1 + \frac{\eta_{i_{\text{rotor}}}(c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot C_{p\text{Gases}} T_4} - \frac{\eta_{i_{\text{rotor}}}(C_{4u}u_4 - C_{5u}u_5)}{C_{p\text{Gases}} T_4} \quad (1.70)$$

Por lo que la relación de expansión queda:

$$\frac{P_5}{P_4} = \left[1 + \frac{\eta_{i_{\text{rotor}}}(c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot C_{p\text{Gases}} T_4} - \frac{\eta_{i_{\text{rotor}}}(C_{4u}u_4 - C_{5u}u_5)}{C_{p\text{Gases}} T_4} \right]^{\frac{n_{\text{Gases}}}{n_{\text{Gases}} - 1}} \quad (1.71)$$

Si se considera que la entrada del flujo a la turbina es radial o sea que $u_4 = c_{4u}$ y su salida es de tipo axial en otras palabras ($c_{5u} = 0$), la ecuación anterior quedará expresada como:

$$r_{\text{rotor}} = \frac{p_4}{p_5} = \left[1 + \frac{\eta_{i_{\text{rotor}}}(c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot C_{p\text{Gases}} T_4} - \frac{\eta_{i_{\text{rotor}}}(u_4^2)}{C_{p\text{Gases}} T_4} \right]^{\frac{n_{\text{Gases}}}{1 - n_{\text{Gases}}}} \quad (1.72)$$

2.4.3. Distribuidor de entrada

Encargado de direccionar el flujo de los gases de escape de la cámara de combustión hacia los álabes de la turbina, en éste se presenta un aumento de velocidad a expensas de una caída de presión.

2.4.3.1. Expansión isentrópica en el distribuidor de entrada

La relación de expansión isentrópica llevada a cabo en el distribuidor de entrada se define como:

$$r_{\text{pdistribuidorS}} = \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{T_1}{T_{2s}}\right)^{\frac{K_{\text{Gases}}}{K_{\text{Gases}}-1}} \quad (1.73)$$

Aplicando la primera ley de la termodinámica entre los puntos 1-2 del distribuidor de entrada, teniendo presente que no se genera ni se consume trabajo, al igual que tampoco se presenta transferencia de calor y considerando despreciable el cambio de energía potencial, se tiene:

$$(h_1 - h_{2s}) = \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2} = c_{p\text{Gases}}(T_1 - T_{2s}) \quad (1.74)$$

Si se divide la ecuación anterior por T_1 y despejando la relación $\frac{T_{2s}}{T_1}$ se obtiene que:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = 1 - \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2 \cdot c_{p\text{Gases}} \cdot T_1} \quad (1.75)$$

Con lo anterior se obtiene que:

$$r_{\text{pdistribuidor}_s} = \frac{p_1}{p_2} = \left[1 - \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2 \cdot C_{p\text{Gases}} \cdot T_1}\right]^{\frac{K_{\text{Gases}}}{1-K_{\text{Gases}}}} \quad (1.76)$$

2.4.3.2. Expansión real politrópica en el distribuidor de entrada

La relación de expansión real politrópica desarrollada en el distribuidor a la entrada de la turbina es:

$$r_{\text{pdistribuidor}} = \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{n_{\text{Gases}}}{n_{\text{Gases}}-1}} \quad (1.77)$$

Del cual su eficiencia se expresa como:

$$\eta_{\text{pdistribuidor}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \approx \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2s}} \quad (1.78)$$

De la anterior expresión se obtiene que:

$$T_1 - T_2 = \eta_{\text{pdistribuidor}}(T_1 - T_{2s}) = \frac{\eta_{\text{pdistribuidor}}(c_2^2 - c_1^2)}{2 \cdot C_{p\text{Gases}}} \quad (1.79)$$

De la ecuación anterior dividiendo por T_1 y despejando la relación $\frac{T_2}{T_1}$ se obtiene que

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2 \cdot c_{pGases} \cdot T_1} \quad (1.80)$$

Por lo que la relación de compresión queda expresada como:

$$r_{p\text{distribuidor}} = \frac{p_1}{p_2} = \left(1 - \frac{\eta_{p\text{distribuidor}}(c_2^2 - c_1^2)}{2 \cdot C_{pGases} \cdot T_1}\right)^{\frac{n_{Gases}}{n_{Gases} - 1}} \quad (1.81)$$

Las eficiencias para el rotor y el distribuidor se pueden asumir como iguales a la eficiencia de todo el escalonamiento, la cual para la etapa de expansión la eficiencia será:

$$\eta_{\text{Escalonamiento}} = \frac{h_{o1} - h_{o5}}{h_{o1} - h_{o5ss}} \cong \frac{h_1 - h_5}{h_1 - h_{5s}} \approx \frac{T_1 - T_5}{T_1 - T_{5s}} \quad (1.82)$$

Obtenido mediante la referencia [6]. La eficiencia interna para un escalonamiento en la turbina está definida como:

$$\eta_{iT} = \eta_{iC} + 0,02 \quad (1.83)$$

Cabe resaltar que en las turbomáquinas motoras se presenta mayor eficiencia que la correspondiente de una turbomáquina generadora. Sin embargo, se aclara que durante la etapa de compresión y expansión para un solo escalonamiento las eficiencias internas pertenecen a las eficiencias del escalonamiento o eficiencias isoentrópicas del mismo.

2.5. CONDICIONES PARA UN TURBOCOMPRESOR

2.5.1. Parámetros de entrada para el dimensionamiento de un turbocompresor de flujo radial

En este numeral se hablará sobre las condiciones o datos iniciales para el dimensionamiento adecuado del turbocompresor.

2.5.1.1. Velocidad de rotación para el turbocompresor

Se identifica el número de revoluciones a las que estará sometido el compresor; así la velocidad de giro de la turbina será la misma que presente el eje coaxial conectado al compresor.

2.5.1.2. Flujo másico (\dot{m}) y volumétrico (\dot{V}) del turbocompresor

El valor del volumen en la admisión al compresor debe de ser considerado ya que este presenta variaciones durante dicho proceso; al igual que el volumen de admisión de los gases a la turbina.

La cantidad de flujo de aire necesaria para llevar a cabo una combustión completa se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{\text{Aire}} = \dot{W}_{\text{Max}_{\text{motor}}} \cdot C.E \cdot \Omega_{\text{Aire-Comb}} \quad (1.84)$$

Mientras que para determinar el flujo másico de los gases de combustión se utiliza la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{\text{Gases}} = \dot{m}_{\text{Aire}} + \dot{m}_{\text{Combustible}} \quad (1.85)$$

El flujo de masa de combustible se determina según la referencia [12] como:

$$\dot{m}_{\text{Combustible}} = \dot{W}_{\text{MáxMotor}} \times C.E \quad (1.86)$$

El consumo de combustible específico $C.E$ está determinado en función del poder calorífico inferior del combustible y la eficiencia térmica de la máquina de combustión, esto es:

$$C.E = \frac{1}{\eta_p PCI} \quad (1.87)$$

De la referencia [7] se dice que las máquinas que trabajan bajo el ciclo Otto η_p está en un rango de [0,25-0,30] mientras que para las que operan bajo el ciclo Diesel η_p oscila entre [0,35-0,4].

2.5.1.3. Estado termodinámico en la admisión de las etapas del turbocompresor

Los parámetros termodinámicos en la admisión para el compresor se establecen como presión P_1 y temperatura T_1 , las cuales normalmente se determinan mediante las condiciones atmosféricas.

Las condiciones atmosféricas hacen referencia a un punto situado lejos de la entrada del compresor, en cuyo caso la temperatura y presión de estancamiento son respectivamente T_{00} y P_{00} equivalentes a T_0 y P_0 ya que en este punto la velocidad del aire c_0 es igual a cero, y que se relacionan con las condiciones a la entrada del compresor (punto 1) mediante la siguiente ecuación que tiene en cuenta la eficiencia de la admisión; Esta información se obtiene de la referencia [13]:

$$\frac{p_0}{p_1} = \eta_{\text{adm}} \left(\frac{T_1}{T_0} \right)^{\frac{K_{\text{aire}}}{K_{\text{aire}} - 1}} \quad (1.88)$$

De la cual la η_{adm} es igual a:

$$\eta_{\text{adm}} = \frac{h_o - h_1}{h_o - h_{1s}} \quad (1.89)$$

La η_{adm} se puede asumir dentro del siguiente rango [0,97 a 0,99]

Los parámetros de admisión para la turbina se definen por la presión P_1 y la temperatura T_1 de los gases de combustión a la entrada del distribuidor; se puede asumir como la temperatura y presión a la salida de la cámara de combustión en el motor

2.5.1.4. Propiedades del gas a la salida del compresor y de la turbina

Para determinar las propiedades del fluido a la salida del proceso de compresión es necesario conocer la relación de presiones o la presión final después del proceso.

Las propiedades de los gases a la salida de la turbina se establecen como la presión final igual a la presión atmosférica; con esto se pueden determinar las propiedades termodinámicas a la salida de este proceso.

2.5.1.5. Características del gas

Para el fluido o gas a comprimir se deben conocer sus características termodinámicas; por ejemplo: $C_{p\text{Aire}}, R_{\text{Aire}}, K_{\text{Aire}}$. Para los gases a expandir se deben conocer sus características termodinámicas; por ejemplo: $C_{p\text{Aire}}, R_{\text{Aire}}, K_{\text{Aire}}$

2.5.2. Pérdidas en los saltos entálpicos y rendimiento de las máquinas térmicas

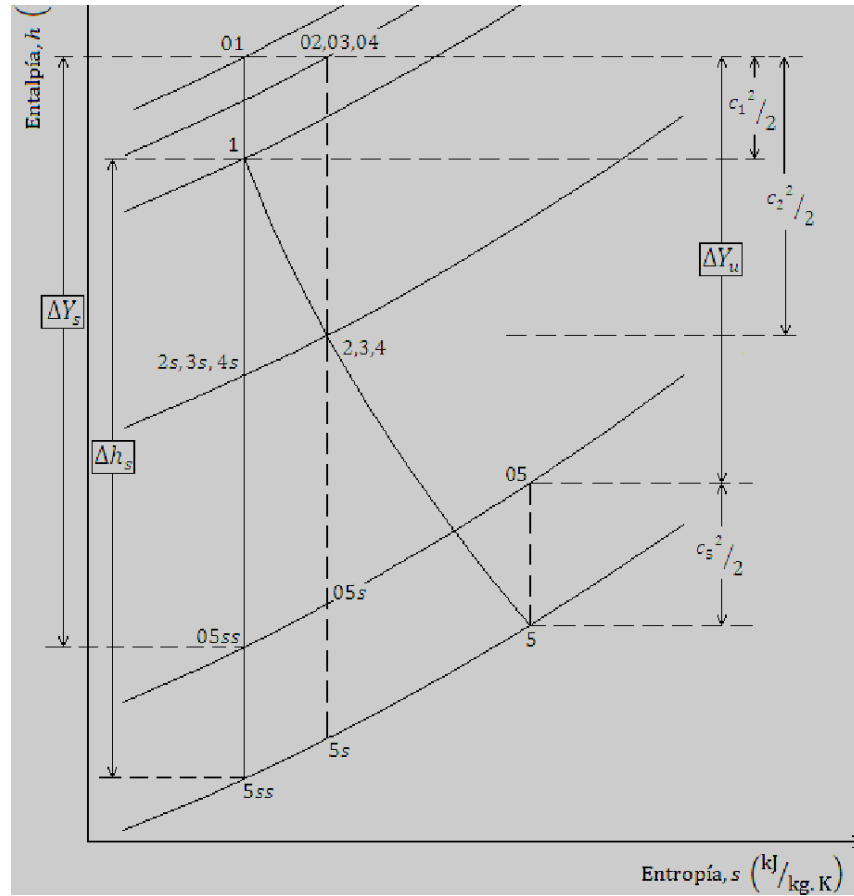
Las pérdidas que se presentan en las máquinas térmicas se pueden clasificar en internas y externas; de las cuales las pérdidas internas disminuyen en las turbinas e incrementan en los compresores los saltos entálpicos. Este tipo de pérdidas generan una variación de la densidad del fluido a medida que este pasa por la máquina ya que estas pérdidas internas generan un recalentamiento en el fluido; provocando un aumento de la entalpía al igual que en la temperatura. En cuanto a las pérdidas externas suelen manifestarse en forma de calor, el cual pasa al refrigerante o al medio exterior donde calienta los componentes del sistema, pero su influencia es tan pequeña que suele no tenerse en cuenta.

2.5.2.1. Pérdidas para una turbina en un escalonamiento

Para el análisis de la turbina se puede observar la ilustración 11 de h-s con su numeración pertinente, la cual está distribuida de la siguiente manera:

1- Entrada al distribuidor con álabes, 2- Salida del distribuidor con álabes, 3-Espacio libre, 4- Entrada al rotor y 5- Salida del rotor.

Ilustración 11. Comportamiento del salto entálpico entre la turbina y el distribuidor



Las pérdidas que se pueden producir en una turbina en un escalonamiento pueden ser:

- **Pérdida en el distribuidor de entrada o corona fija:**

$$y_1 = h_2 - h_{2s} \quad (1.90)$$

La que también se puede determinar cómo:

$$y_1 \cong \xi_{1-2} (h_1 - h_{2s}) \quad (1.91)$$

Donde ξ_{1-2} es el coeficiente de pérdida en la tobera o distribuidor de entrada, este puede tomar valores entre [0,0591 a 0,1351] siendo común el uso de $\xi_{1-2} = 0,0975$ según la referencia [8].

- **Pérdida en el rotor o corona móvil:**

$$y_1 = \frac{(w_4^2 - w_5^2)}{2} \quad (1.92)$$

- **Pérdidas por velocidad a la salida del rotor**

$$y_3 = (1 - \theta) \frac{(c_5^2)}{2} \quad (1.93)$$

De la ecuación anterior se establece que:

θ : El coeficiente de recuperación de energía cinética.

En las turbinas térmicas actuales, estas pérdidas pueden despreciarse. Si la velocidad a la salida en la etapa de turbina resulta excesiva, parte de esta energía cinética puede recuperarse, con lo cual, se reduce la pérdida y_3 .

- **Pérdidas intersticiales internas**

$$y_4 = \frac{\Delta h_s \cdot \dot{m}_i}{\dot{m}} \quad (1.94)$$

Este tipo de pérdida también se puede determinar cómo:

$$y_4 = h_5 - h_{5s} \quad (1.95)$$

Estas pérdidas se ubican en los juegos que existen en el distribuidor de entrada y el rotor de la máquina. Aunque para una turbina de acción de un escalonamiento las pérdidas intersticiales pueden despreciarse.

- **Pérdidas por rozamiento de disco y ventilación**

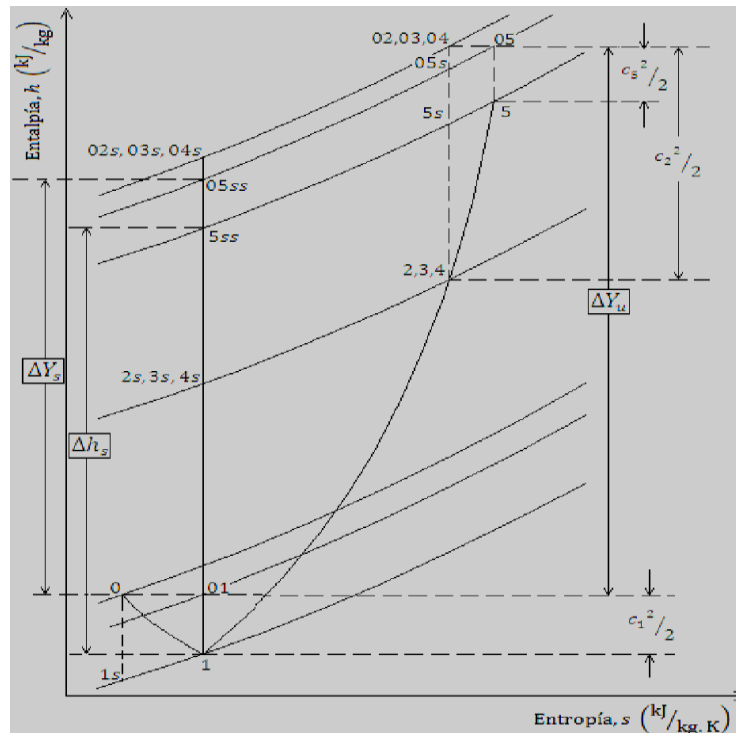
$$y_5 = \Delta Y_u - \Delta Y_i \quad (1.96)$$

En las turbomáquinas de reacción no se generan pérdidas por ventilación, porque éstas son siempre de admisión parcial, caso contrario de los compresores.

2.5.3. Pérdidas para un compresor de un escalonamiento

Para el análisis de los saltos entálpicos presentes en el compresor se puede observar en la ilustración 12 de h - s con su numeración pertinente, la cual está distribuida de la siguiente manera: 1- Entrada al rodete, 2- Salida del rodete, 3- Espacio libre, 4- Entrada al difusor y 5- Salida del difusor.

Ilustración 12. Comportamiento del salto entálpico en el compresor y el difusor



Las pérdidas que se pueden producir en un compresor de un escalonamiento pueden ser las siguientes:

- **Pérdidas en la admisión o hasta la entrada de los álabes**

$$y_{0-1} = \xi_{0-1} \frac{c_1^2}{2} \quad (1.97)$$

Donde ξ_{0-1} se encuentra entre un rango de [0,1 a 0,15] acorde a la referencia [6].

2.5.3.1.1. Pérdidas en el rodete o corona móvil

$$y_{1-2} = \xi_{1-2} \frac{w_1^2}{2} \quad (1.98)$$

Donde ξ_{1-2} según [6] toma valores en un rango de [0,2 a 0,25]

2.5.3.1.2. Pérdidas en el difusor o en la corona fija

$$y_{4-5} = \xi_{4-5} \cdot \frac{c_4^2 - c_5^2}{2} \quad (1.99)$$

Siendo $\xi_{4-5} = 0,25$ dato obtenido mediante la referencia [6]

2.5.3.2. Salto periférico de las turbomáquinas o energía intercambiada en el rodete

El salto entálpico periférico en la turbina para un escalonamiento se puede determinar como la energía puesta a disposición del escalonamiento menos las pérdidas en la corona fija y las pérdidas en la corona móvil, mientras que para el compresor se puede determinar como la energía puesta a disposición del escalonamiento más las pérdidas en la corona fija y las pérdidas en la corona móvil, de lo anterior se obtiene que:

$$\Delta Y_u = c_{u_4} u_4 - c_{u_5} u_5 = h_{04} - h_{05} \quad (2.1)$$

$$\Delta Y_u = c_{u_2} u_2 - c_{u_1} u_1 = h_{02} - h_{01} \quad (2.2)$$

El rendimiento periférico para la turbina térmica y para el compresor de un solo escalonamiento se obtiene mediante las siguientes expresiones respectivamente:

$$\eta_{u_T} = \frac{\Delta Y_u}{\Delta Y_s} \quad (2.3)$$

$$\eta_{u_T} = \frac{\Delta Y_u}{\Delta Y_s} \quad (2.4)$$

2.5.3.3. Salto adiabático e isentrópico teórico total o trabajo puesto a disposición de un escalonamiento

El salto adiabático e isentrópico total para la máquina se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$\Delta Y_s = h_E - h_K + \frac{c_E^2 - c_K^2}{2} + g(z_E - z_K) \quad (2.5)$$

Donde el subíndice E designa la entrada y K la salida de la máquina.

De lo anterior se puede establecer para la turbina y para el compresor las siguientes expresiones de los saltos diabáticos o isentrópico totales respectivamente:

$$\Delta Y_s = \Delta h_s + \frac{c_1^2 - c_5^2}{2} \quad (2.6)$$

$$\Delta Y_s = \Delta h_s + \frac{c_5^2 - c_1^2}{2} \quad (2.7)$$

2.5.3.4. Salto entálpico interno de un escalonamiento

El salto entálpico interno para la turbina y el compresor se determina de la siguiente manera:

El salto entálpico interno de la turbina en un escalonamiento ΔY_i se expresa como el salto adiabático o isentrópico total en el escalonamiento ΔY_s menos todas las pérdidas internas; mientras que para el compresor se expresa como el salto adiabático e isentrópico total sumado con todas las pérdidas o como el salto periférico más las pérdidas por rozamiento del disco, de lo anterior se obtienen las siguientes expresiones para la turbina y el compresor:

$$\Delta y_i = \Delta y_s - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 = \Delta y_u - y_5 \quad (2.8)$$

$$\Delta Y_i = \Delta Y_s - y_{0-1} - y_{1-2} - y_{4-5} = \Delta Y_u + y_5 \quad (2.9)$$

Por su parte, el rendimiento interno de un escalonamiento de una turbina térmica será:

$$\eta_{u_T} = \frac{\Delta Y_u}{\Delta Y_s} \quad (2.10)$$

Análogamente el rendimiento interno en un compresor de un escalonamiento se define como:

$$\eta_{ic} = \frac{\Delta Y_s}{\Delta Y_i} \quad (2.11)$$

2.5.3.5. Rendimientos volumétricos

Con base en las pérdidas intersticiales internas y externas presentes en las turbomáquinas térmicas, se define el rendimiento volumétrico global, al igual que el rendimiento volumétrico para la turbina como para el compresor, mediante la ecuación general de rendimiento volumétrico; la cual está definida como:

$$\eta_v = \frac{\text{Caudal útil}}{\text{Caudal teórico}} \quad (2.12)$$

CAPITULO 3: GENERALIDADES ETAPA DE EXPANSIÓN Y COMPRESIÓN

En este capítulo se establecerán las condiciones de operación del turbocompresor para el vehículo a turboalimentar. Este estudio se le realizará a un vehículo Diésel, el cual se pretende realizar la validación de los resultados obtenidos por el ingeniero Daniel Alberto Valencia Muñoz. También se establecerán las propiedades termodinámicas del aire y de los gases de escape para las etapas de compresión y expansión respectivamente, al igual que otros parámetros pertinentes para el estudio mediante el uso de algunos datos obtenidos del capítulo 7 y 8 de la referencia [1].

3.1. DESCRIPCIÓN DEL VEHÍCULO A TURBOALIMENTAR

Con la finalidad de aplicar el estudio a un caso práctico real se tomará de la referencia [16], los parámetros de entrada de un motor Diesel de 4 tiempos y 6 cilindros; del cual se sabe que, al aspirar aire normalmente de la atmósfera desarrolla 220 hp a 2200 RPM; en la tabla a continuación se presentarán las características de dicho motor

Tabla 2. Características del motor Diesel a turboalimentar [1]

Parámetro	Valor
Potencia máxima	220 hp = 162 kW a 2200 rpm
Par máximo	840 Nm a 1300 rpm
Cilindrada	12 L = 12000 cm ³
Diámetro Carrera	130 mm
Carrera	150 mm
Presión de combustión	11000 kPa
Presión de compresión	3000 kPa a 3400 kPa
Presión de inyección	50000 kPa
Relación de compresión	16
Presión media efectiva	750 kPa a plena carga

Con las características definidas en la Tabla 2 y con los módulos de computación establecidos de la referencia [1] se establecerán los parámetros de entrada del motor Diesel.

3.1.1. Parámetros de entrada del motor

Los parámetros de entrada del turbocompresor se establecerán mediante el módulo “características principales del motor”

Dentro de los parámetros del motor a definir se encuentran: tipo de combustible a quemar, potencia del motor, exceso de aire, entre otros.

Como el turbocompresor se adaptará al motor Diesel con las características definidas en la ilustración 13; se seleccionan los parámetros necesarios para determinar las características de flujo másico de aire y de combustible. La información necesaria se presentará en la figura 1, obtenida mediante los módulos de Excel [17] de la referencia 1.

Ilustración 13. Parámetros de entrada del motor

Parámetros de entrada del Motor

- Seleccione el tipo de combustible a quemar:

Dodecano(L) (Diesel) (C₁₂H₂₆)

Potencia del motor:	162	[kW]
Exceso de Aire:	0.4	[-]
Cilindrada:	12000	[cm ³]
Eficiencia de la MCI:	0.38	[-]
Revoluciones del Motor:	1000	[RPM]

CALCULAR**SALIR**

Después de introducir los parámetros anteriormente mostrados en la imagen 1 se ejecuta el módulo para obtener los valores pertinentes para el correcto dimensionamiento del turbocompresor; los cuales se muestran en la ilustración 14; obtenida de los módulos de Excel de la referencia [1].

Ilustración 14. Parámetros de entrada obtenidos para dimensionar el turbo compresor

Flujos			
Aire:	0.206984623981366	[kg/s]	
Combustible:	9.86842105263158E-03	[kg/s]	
Relación aire combustible			
ACT	14.98174421	[-]	AC 20.97444189 [-]
Temperatura de Escape:		406.4525360	[°C]
Consumo específico de combustible			
		219.2982456	[g/kW.h]

Estableciendo que el vehículo a turboalimentar está operando bajo las condiciones normales, se puede estimar que las propiedades del aire son atmosféricas, lo cual indica que está a una presión estándar de 101,325 kPa y una temperatura promedio de 25 °C; con lo cual se podrán establecer todas las propiedades del aire antes del ingreso al compresor; al igual que la presión con la que saldrán los gases de escape a la atmósfera.

3.1.2. Etapa de compresión

Para el correcto dimensionamiento de la etapa de compresión y las propiedades termodinámicas del aire después de la misma. Se ingresa la información necesaria en los

módulos de Excel [17] para dimensionar el rodete, el difusor y la carcasa de la tapa de compresión; se mostrará en la ilustración 15. Esta información se obtiene mediante la referencia [1].

Ilustración 15. Parámetros de entrada para el dimensionamiento de la etapa de compresión

Parámetros de Entrada

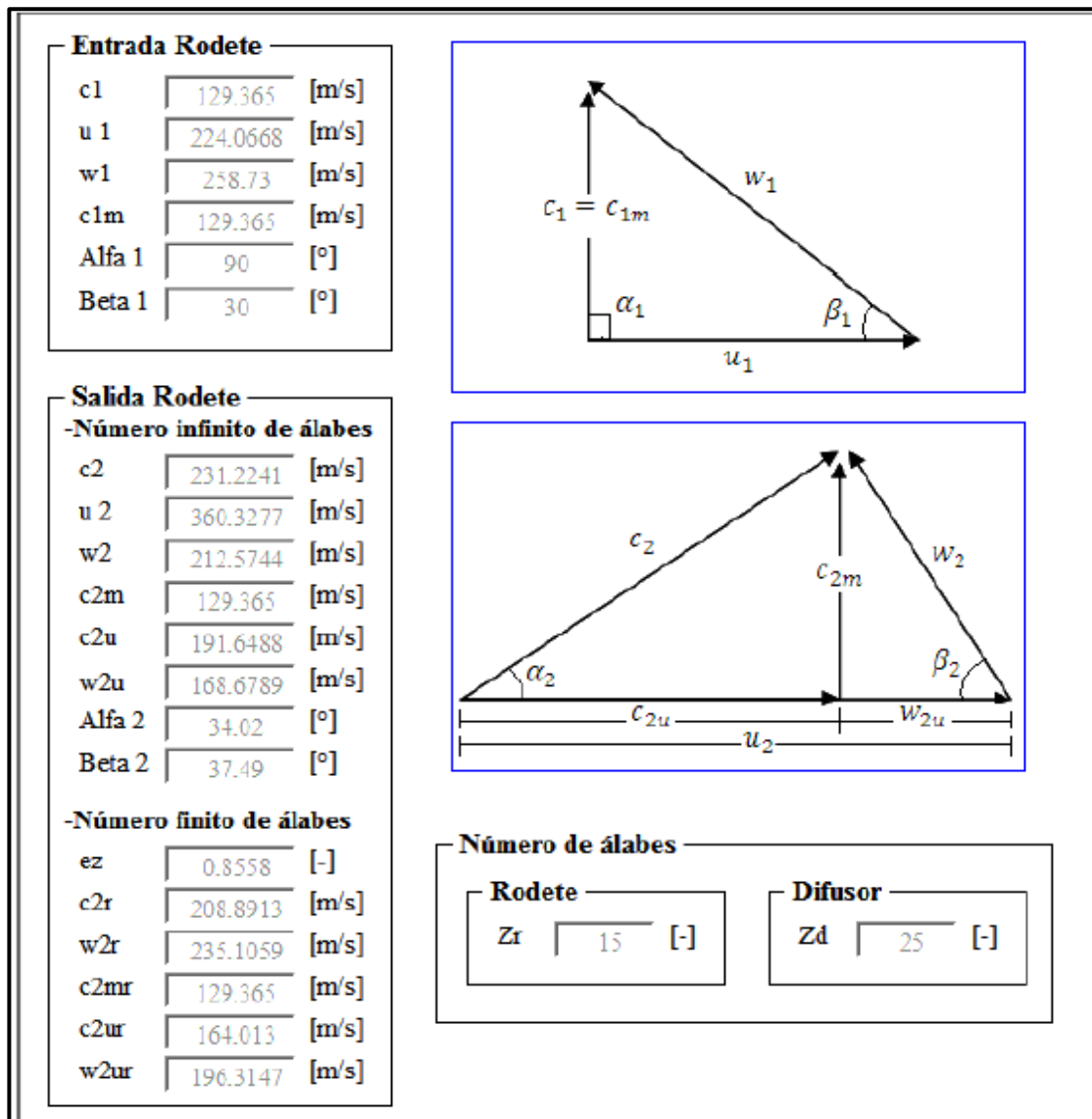
Temperatura local	25	[°C]
Presión atmosférica local	101.325	[kPa]
Revoluciones del compresor	90000	[rpm]
[40000 rpm - 120000 rpm]		
Eficiencia en la admisión	0.98	[0.97-0.99]
Relación de compresión	1.7	[1.2-2.4]

CALCULAR

SALIR

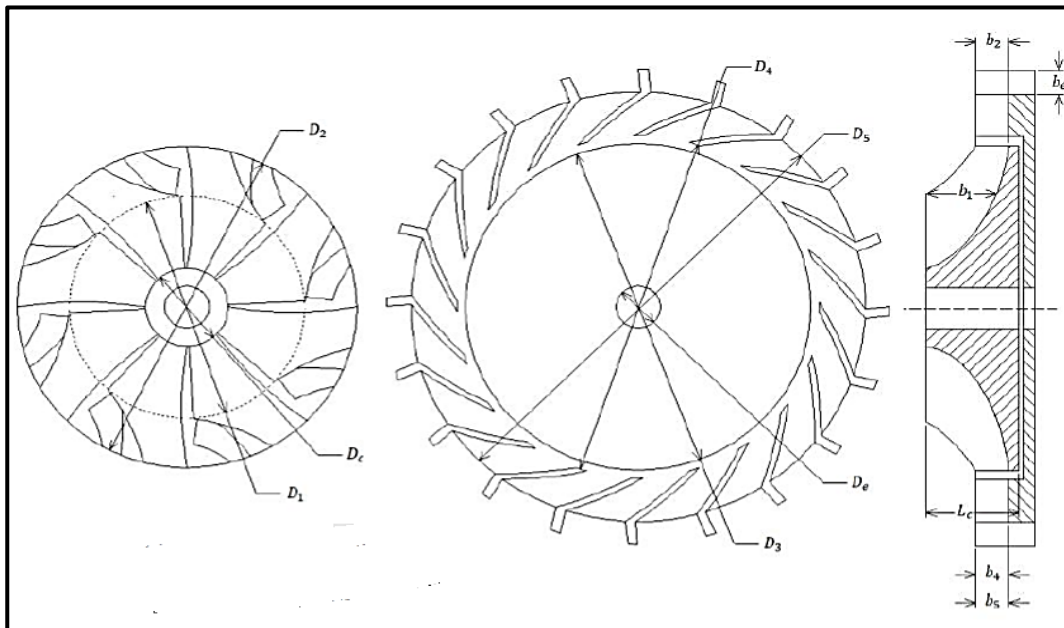
Después de introducir los parámetros anteriormente mostrados en la ilustración 14 se ejecuta el módulo; con esto se podrán definir algunas características de la etapa de compresión, tales como los triángulos de velocidad en la admisión y descarga de la etapa de compresión, el número de álabes del rodete y del difusor para esta etapa; esta información se presenta en la ilustración 16; la cual se obtiene de la referencia [1].

Ilustración 16. Información obtenida para los triángulos de velocidad; número de alabes para el rodete y el difusor



Se establece mediante la referencia [1] que las dimensiones principales de los elementos que conformarán la etapa de compresión serán los mostrados a continuación en la ilustración 17.

Ilustración 17. Dimensiones principales para la etapa de compresión



En la Ilustración 18 se mostrarán las dimensiones principales obtenidas mediante la referencia [1] con los módulos de Excel para la etapa de compresión.

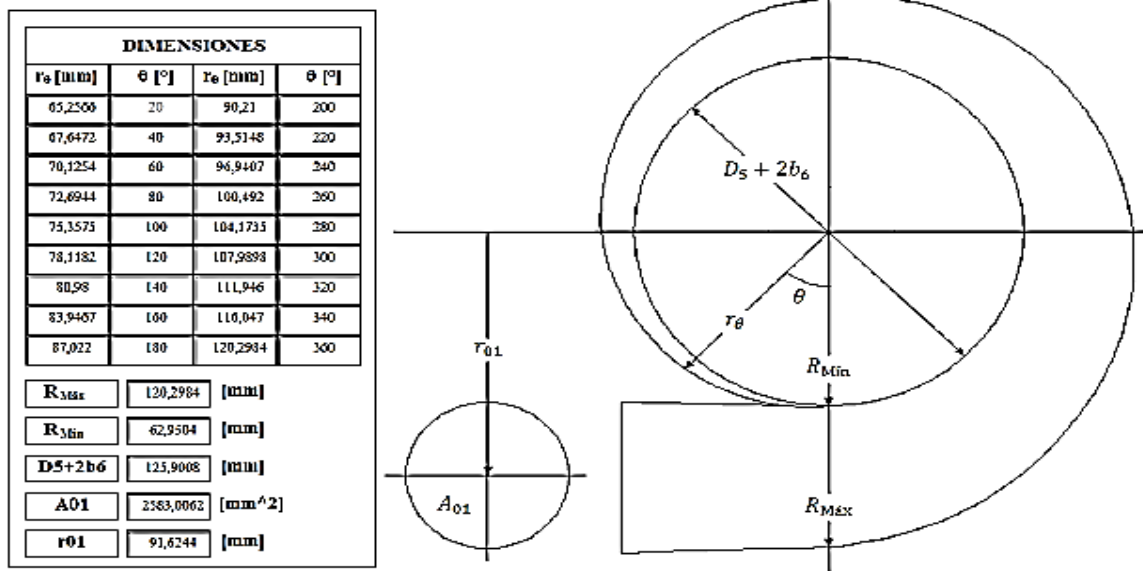
Ilustración 18. Dimensiones principales del rodete y del difusor para la etapa de compresión

D1	47,5484	mm	b1	9,731	mm	CARCASA COMPRESOR
D2	76,4639	mm	b2	4,6687	mm	
D3	76,9639	mm	b4	4,6687	mm	
D4	84,1103	mm	b5	4,6687	mm	
D5	114,6959	mm	b6	5,6025	mm	
De	7,0054	mm	Lc	34,4038	mm	
Dc	20,2503	mm				

Haciendo uso de los módulos de Excel establecidos por la referencia [1] y ejecutando el comando carcasa compresor que se puede observar en la ilustración 18, se establecerán las

dimensiones principales para la carcasa de la etapa de compresión; esta información se puede observar en la ilustración 19.

Ilustración 19. Dimensiones principales de la carcasa para la etapa de compresión; obtenida mediante la referencia [1]



3.1.3. Etapa de expansión

De igual manera que para la etapa de compresión se deberá ingresar la información necesaria en los módulos de Excel [17] de la etapa de expansión; con la finalidad de realizar el dimensionamiento de la etapa de expansión y obtener las propiedades termodinámicas de los gases de combustión; se mostrará en la Ilustración 20 la cual se obtiene de la referencia [1].

Ilustración 20. Parámetros de entrada para el dimensionamiento de la etapa de expansión

Parámetros de Entrada

Relación d_4/d_5

2.2

[-]

[2-2.5]

Relación c_{4u}/u_4

0.8

[-]

[0.75-0.85]

Asunción de Entrada

Alfa 4

70

[°]

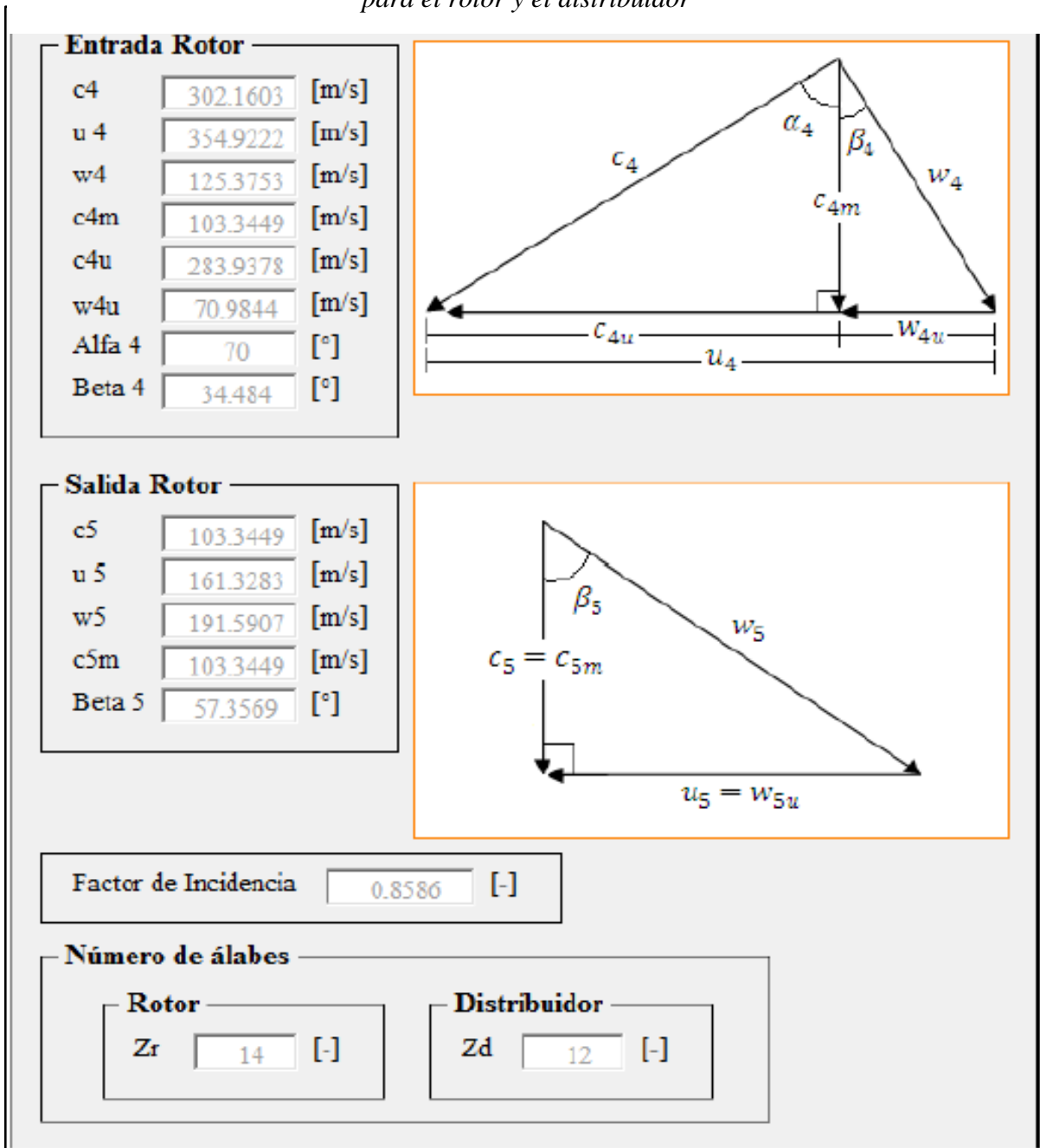
[52°-83°]

CALCULAR

SALIR

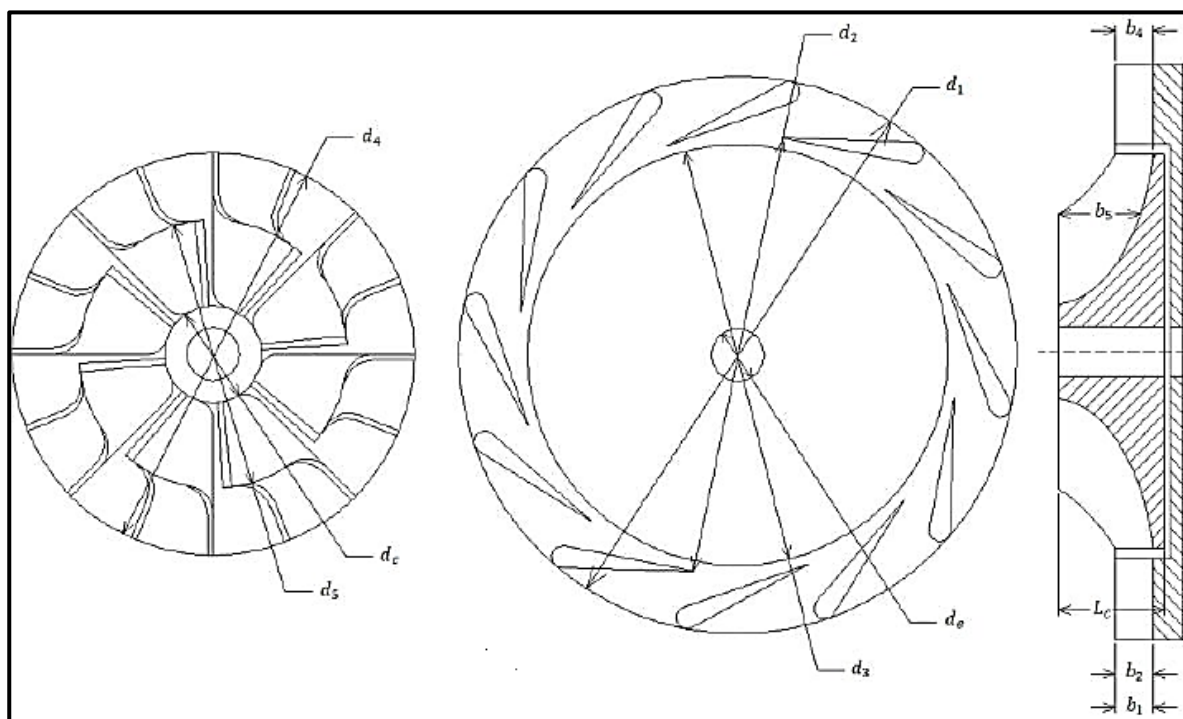
Después de introducir los parámetros anteriormente mostrados en la ilustración 20 se ejecuta el módulo para obtener los valores pertinentes para el correcto dimensionamiento del turbocompresor en la etapa de expansión; al igual que los triángulos de velocidad en la admisión, descarga del rotor, el número de alabes del rotor y del distribuidor pertinentes para esta etapa del turbocompresor; esta información se presenta en la ilustración 21; la cual se obtiene mediante la referencia [1].

Ilustración 21. Información obtenida para los triángulos de velocidad; número de alabes para el rotor y el distribuidor



Se establece mediante la referencia [1] que las dimensiones principales de los elementos que conformarán la etapa de expansión serán los mostrados a continuación en la ilustración 22.

Ilustración 22. Dimensiones principales para la etapa de expansión



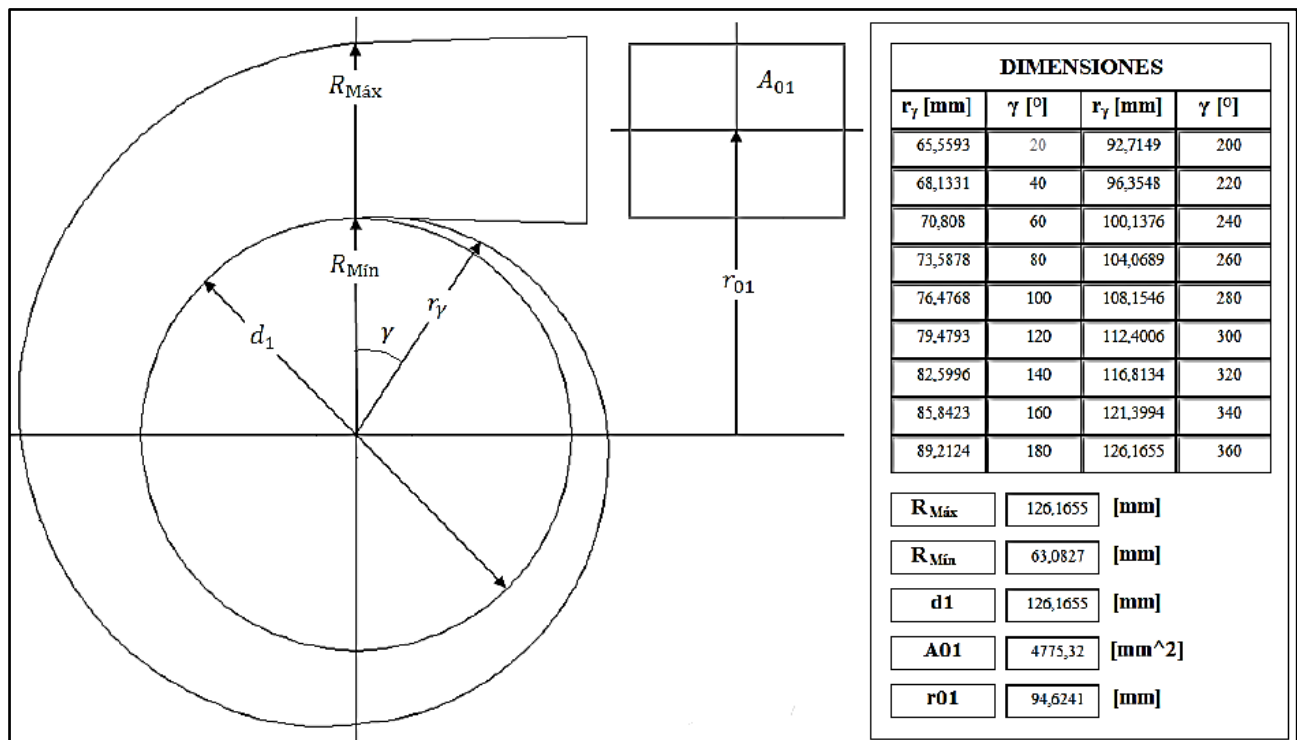
En la ilustración 23 se mostrarán las dimensiones principales obtenidas mediante la referencia [1] con los módulos de Excel para la etapa de expansión.

Ilustración 23. Dimensiones principales del rotor y del distribuidor para la etapa de expansión

d5	34,7563	mm	b5	33,2102	mm	CARCASA TURBINA
d4	76,4639	mm	b4	10,4605	mm	
d3	76,9639	mm	b2	10,4605	mm	
d2	85,6396	mm	b1	10,4605	mm	
d1	126,1655	mm	Lc	30,5855	mm	
de	8,2986	mm				
dc	13,9025	mm				

Haciendo uso de los módulos de Excel establecidos por la referencia [1] y ejecutando el comando carcasa turbina que se puede observar en la ilustración 23, se establecen las dimensiones principales para la carcasa de la etapa de expansión; esta información se puede observar en la ilustración 24.

Ilustración 24. Dimensiones principales de la carcasa para la etapa de expansión; obtenidas mediante la referencia [1]



De esta manera se logra obtener las condiciones de operación y especificaciones dimensionales del turbocompresor con las cuales se iniciará la simulación mediante la dinámica de fluidos computacional relacionándose con las propiedades encontradas para las condiciones de frontera iniciales.

CAPITULO 4: SIMULACIÓN FLUENT

En este capítulo nos centraremos en el modelo computacional que estudiará el fluido que pasa por el turbo compresor radial, para ello es necesario conocer e identificar la geometría de cada etapa, condiciones de frontera, independencia de malla, entre otras cosas que trae consigo la simulación. Cabe resaltar que esto será posible mediante el software computacional ANSYS. De esta manera se iniciará de la siguiente manera:

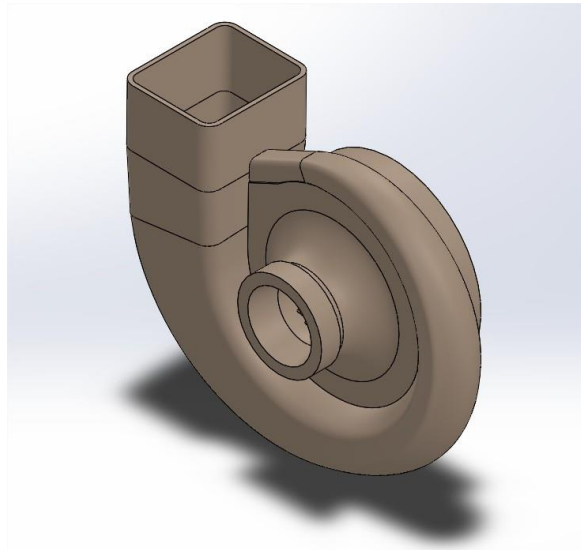
4.1.GEOMETRÍA

4.1.1. Etapa de expansión

Del proyecto de grado del Ingeniero mecánico Daniel Valencia [1], se toman las partes del turbocompresor, las cuales fueron fundamentales para realizar el análisis de la simulación en la etapa de expansión.

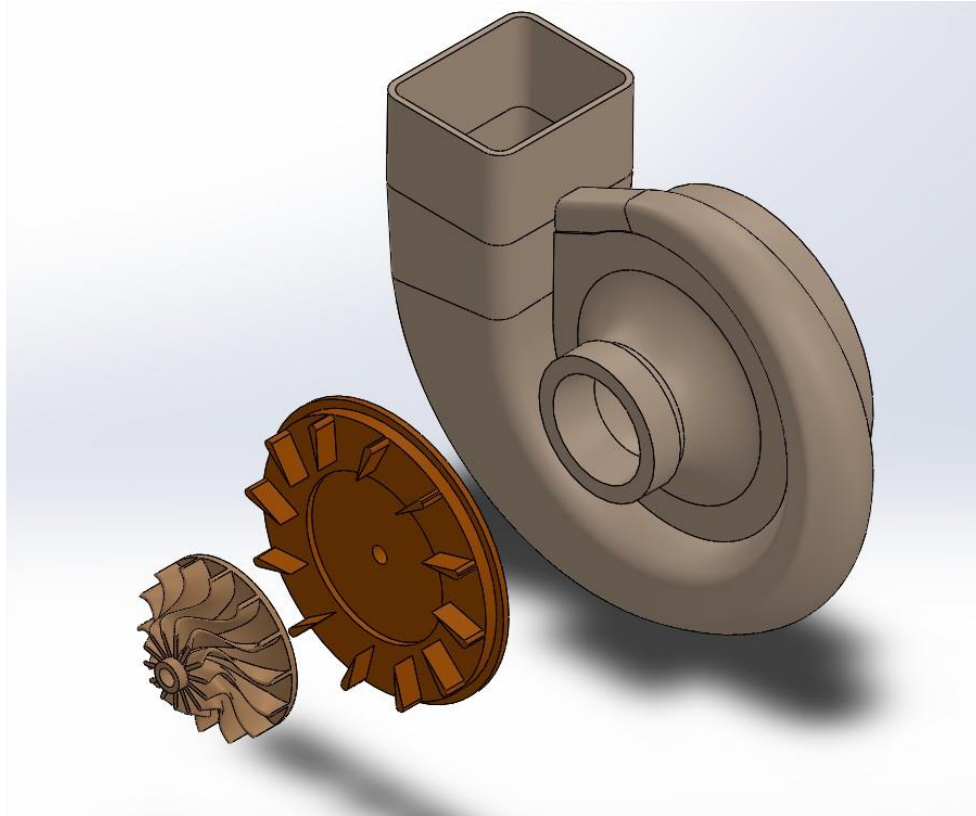
La geometría correspondiente al ensamble de la etapa de expansión se aprecia en la Ilustración 25.

Ilustración 25. Ensamble etapa de expansión



La turbina se compone de una carcasa, un rotor con 14 alabes y un distribuidor con 12 alabes. En la ilustración 26 se puede observar vista explosionada de la etapa de expansión especificando cada una de las partes mencionadas.

Ilustración 26. Vista en explosión etapa de expansión



4.1.1.1.Descripción del flujo

En primer lugar se define el flujo que pasa por la turbina (etapa de expansión). Como se mencionó en el capítulo 1, el flujo que entra a la etapa de expansión, proviene directamente de la cámara de combustión, éstos son los gases de escape, sin embargo teniendo en cuenta que los gases de escape en su mayoría están conformados por aire, para el análisis de fluidos computacional se considera flujo de aire

4.1.1.1. Componentes de entrada y salida

Es necesario definir las componentes de la etapa de expansión para iniciar la simulación, en las ilustraciones 27 y 28 se muestran entrada y salida de la turbina respectivamente.

Ilustración 27. Admisión en la etapa de expansión

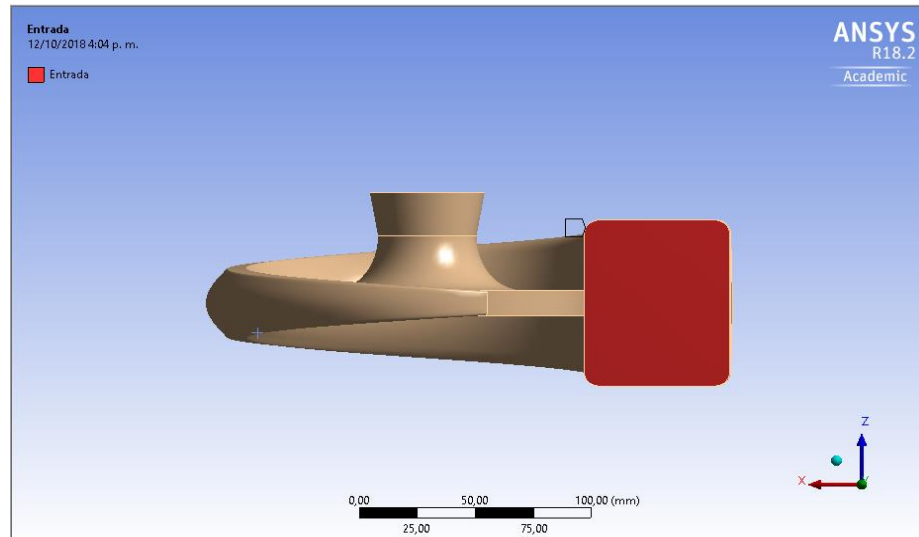
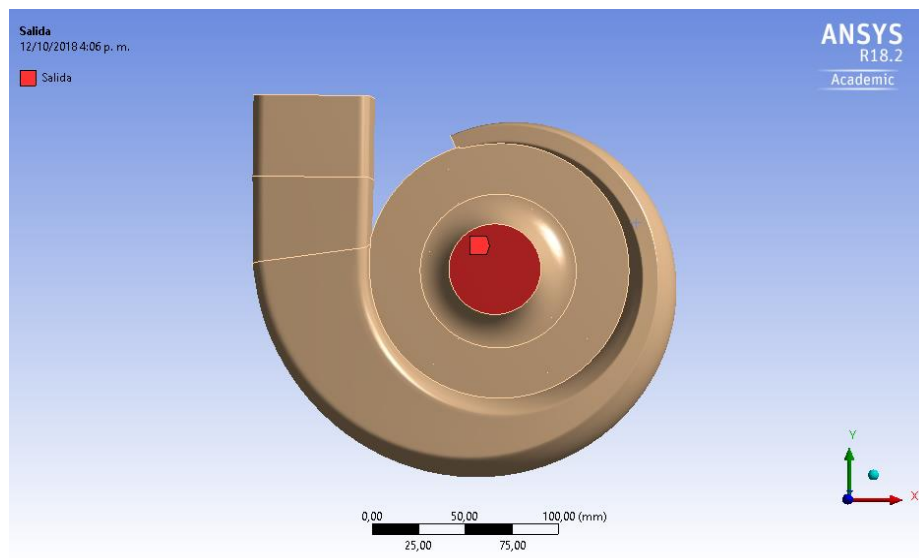


Ilustración 28. Descarga en la etapa de expansión

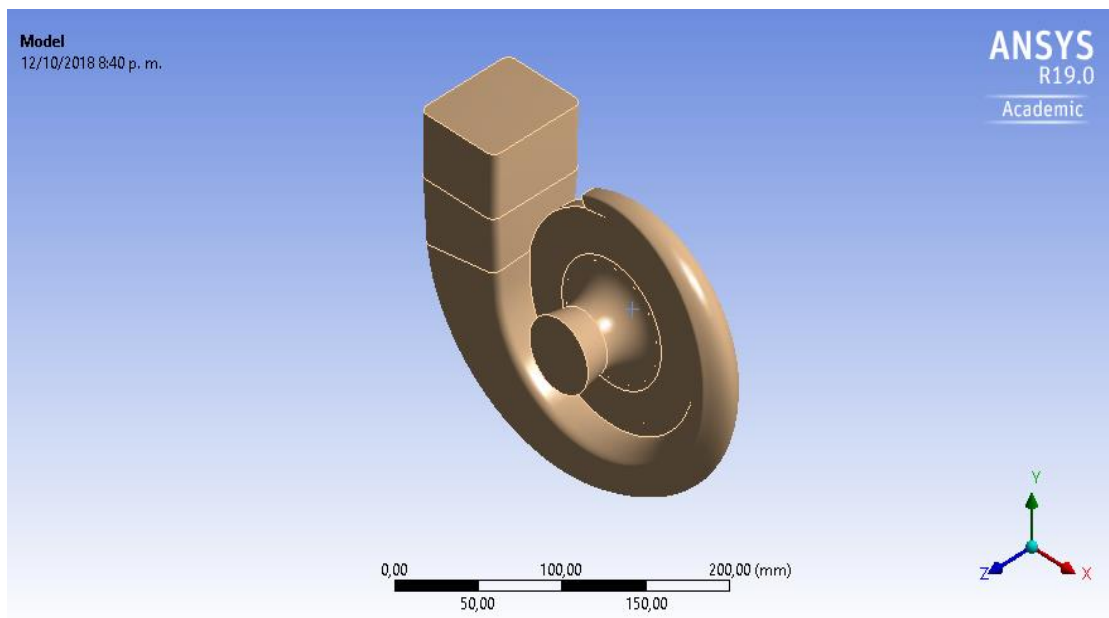


4.1.1.2. Volumen de control

El volumen de control se genera a través de CFD puesto que tal lo determina la geometría de la turbina al seleccionar las caras de entrada y salida.

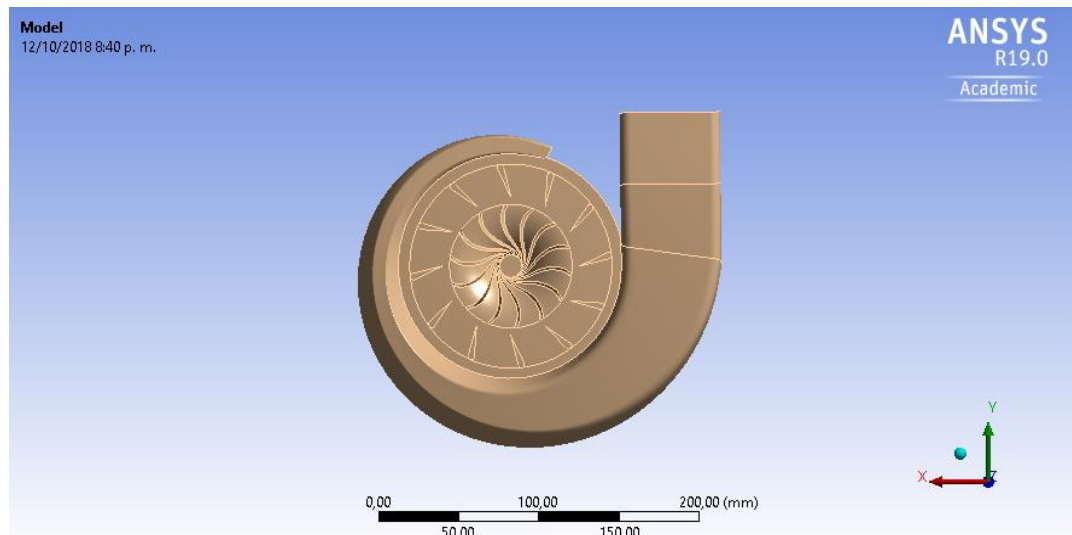
El fluido circula dentro de la turbina, por lo tanto no es difícil inferir y/o crear el volumen de control, es necesario tener claridad en cuáles serán las superficies de contacto y de esta manera se creará; en la ilustración 29 se muestra el volumen de control para la etapa de expansión.

Ilustración 29. Isométrico volumen de control etapa de expansión



A continuación en la ilustración 30 se muestra un plano XY de la etapa de expansión donde el volumen de control está correctamente creado, es decir, con todos los alabes del rotor y partes del distribuidor seleccionados.

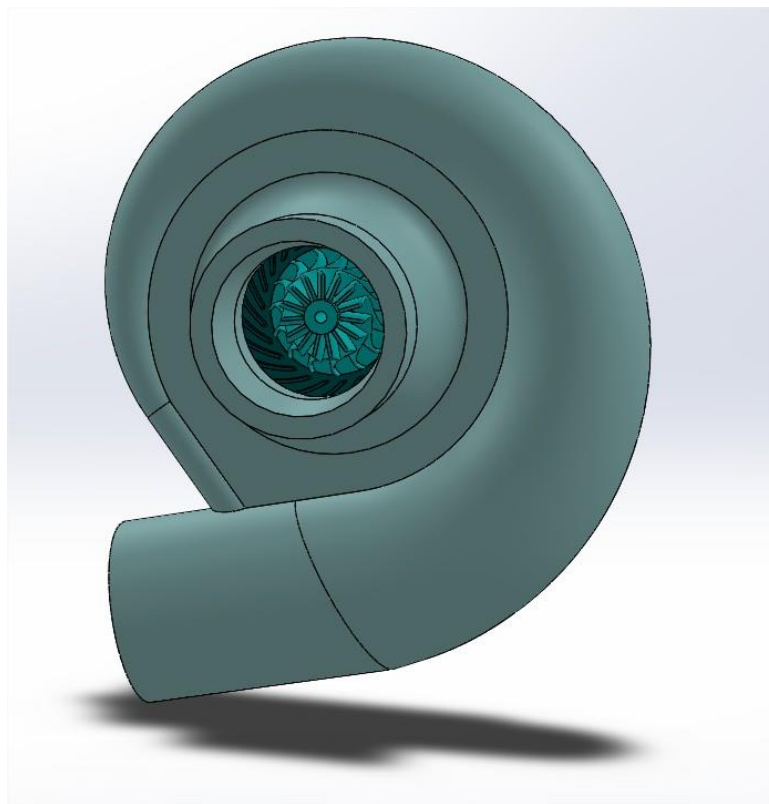
Ilustración 30. Plano XY volumen de control etapa de expansión



4.1.2. Etapa de compresión

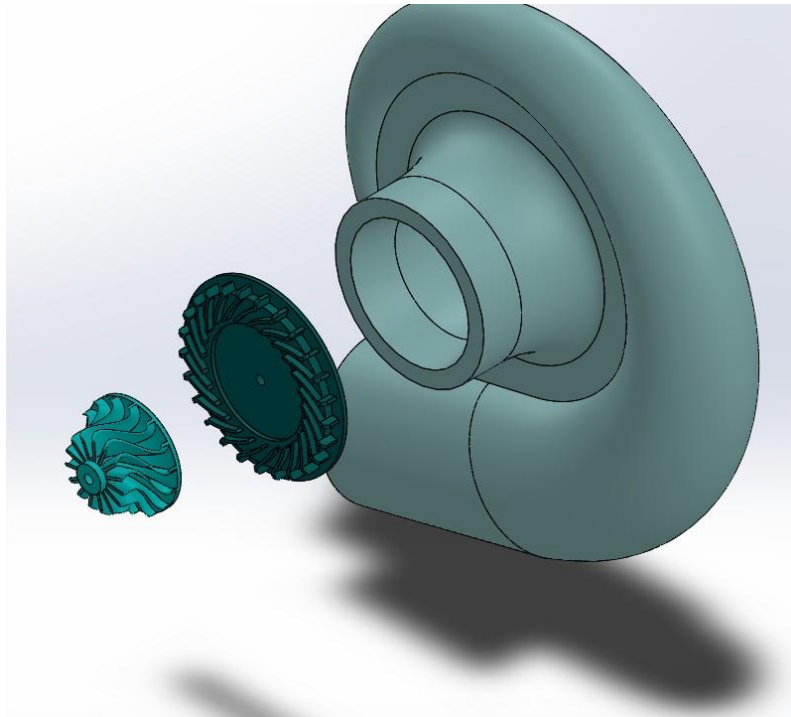
De la misma forma que en la etapa de expansión[1]. Se observa la ilustración 31.

Ilustración 31. Ensamble etapa de compresión



Para el compresor podemos definir 3 partes las cuales son: una carcasa, un rodete con 15 alabes y difusor con 25 alabes. A continuación en la ilustración 32 se muestra vista explosionada de la etapa de compresión con cada una de sus partes.

Ilustración 32. Vista en explosión etapa de compresión



4.1.2.1.Descripción del fluido

De igual manera se hace una descripción de la etapa de compresión, en este caso el fluido es aire por lo que no es necesario hacer una aproximación como en la etapa de expansión, sin embargo hay que tener en claro que es aire comprimido, a diferencia de la turbina, el aire ingresa por el rodete y culmina al final de la carcasa, pasando por el difusor, de esta manera podemos afirmar que su recorrido es transversal al árbol.

4.1.2.2. Componentes de entrada y salida

Se definen las componentes de admisión y descarga para la etapa de compresión como se muestran en las ilustraciones 33 y 34 respectivamente.

Ilustración 34. Admisión en la etapa de compresión

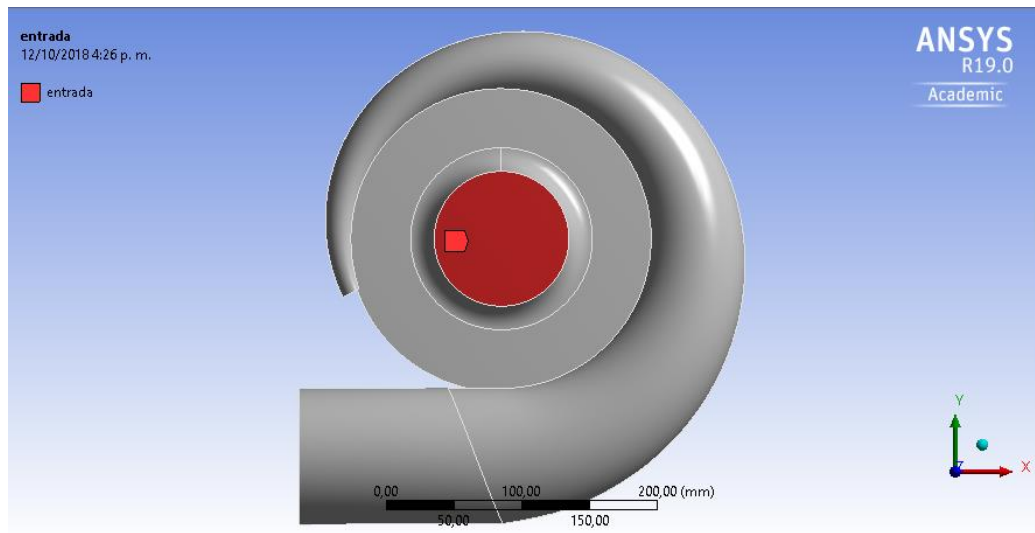
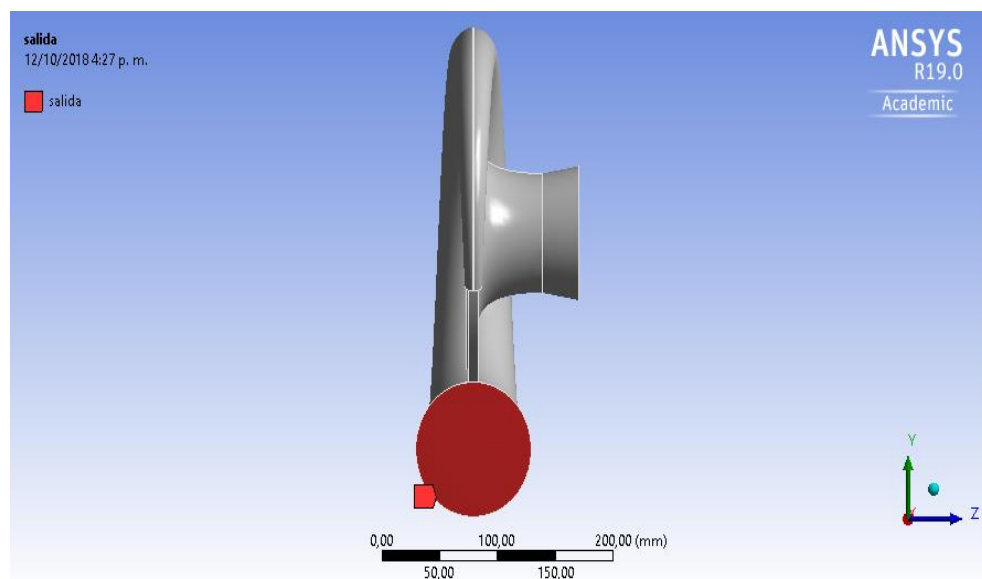


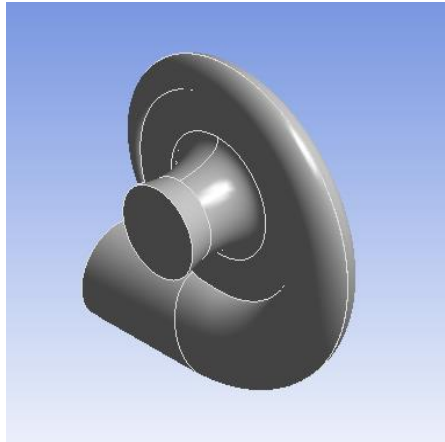
Ilustración 33. Descarga en la etapa de compresión



4.1.2.3. Volumen de control

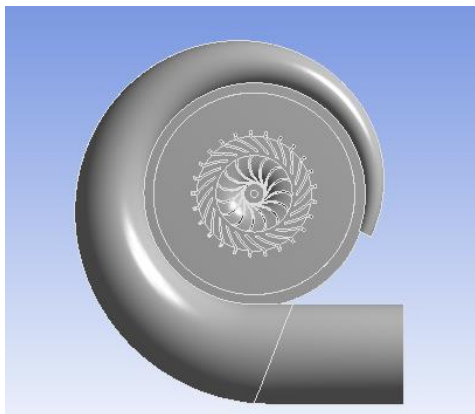
De igual manera para la etapa de compresión se seleccionan las caras de entrada y salida de la geometría para que Ansys genere automáticamente el volumen de control, teniendo certeza de que superficies tienen contacto con el fluido y seleccionando todas las caras completas el volumen de control para la etapa de compresión queda como se muestra en la ilustración 35.

Ilustración 35. Volumen de control etapa de compresión



Se muestra una vista del plano XY donde se observan las caras seleccionadas del rodete para el volumen de control (ilustración 33).

Ilustración 36. Plano XY volumen de control etapa de compresión



4.2.MALLADO

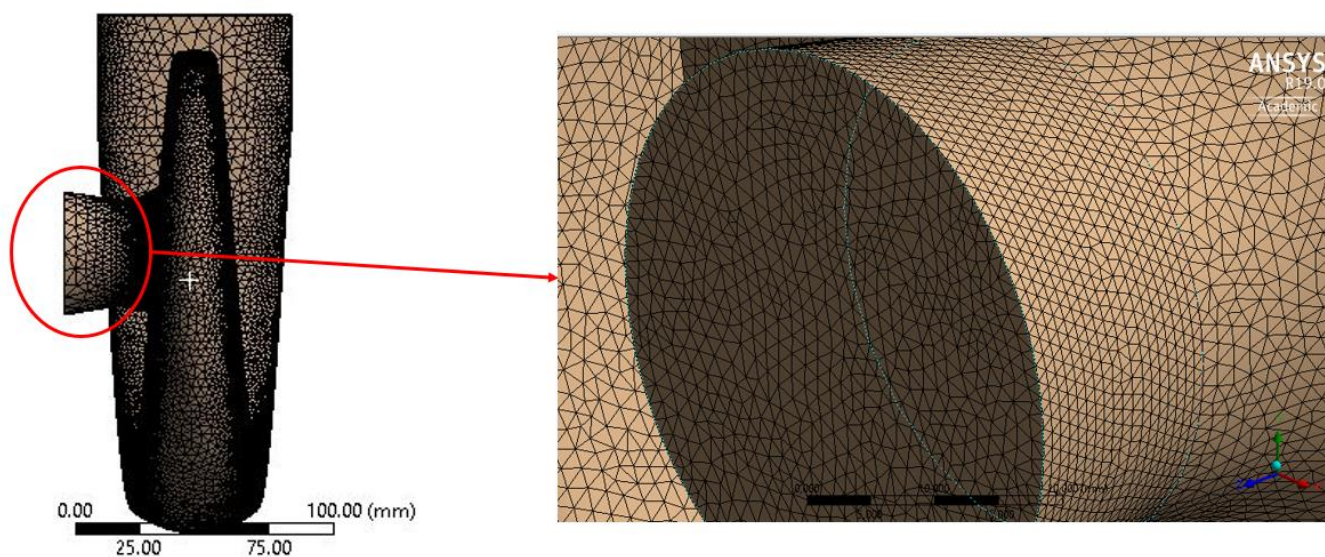
4.2.1. Etapa de expansión

Inicialmente el simulador genera una malla por defecto para la geometría de la turbina, sin embargo con ella no se realiza la simulación para esto es necesario realizar un refinamiento con varios tipos de malla, a este procedimiento se le conoce como independencia de malla en la ilustración 37. Se observa la malla que cumple con las condiciones para la simulación.

Tabla 3. Condiciones del mallado etapa de expansión

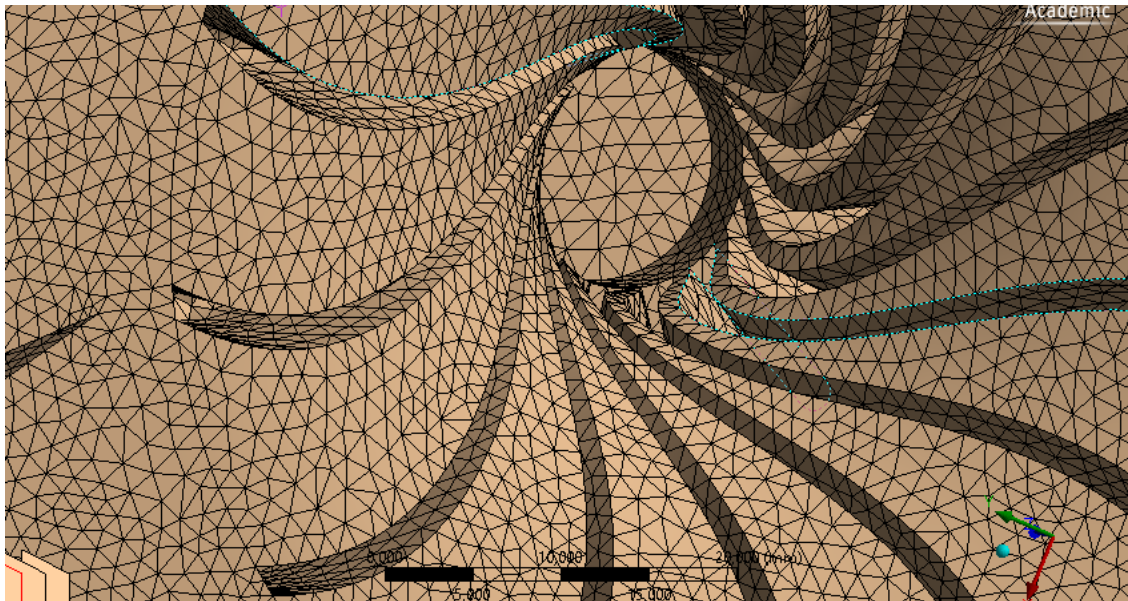
Calidad de Malla	Tamaño de elemento	Calidad de elemento promedio	N° de elementos
Calidad ortogonal	1,3 mm	0,75	1028820
Skewness	1,3 mm	0,25	1028820

Ilustración 37. Malla etapa de expansión



En la ilustración 38 se observa la malla para el rotor.

Ilustración 38. Malla rotor



4.2.2. Etapa de compresión

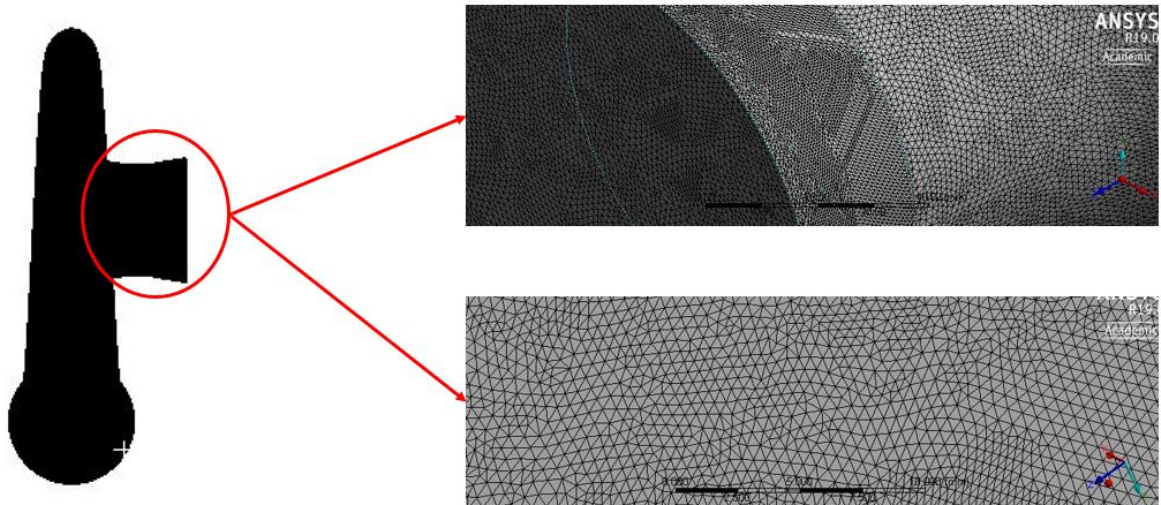
La malla inicial se genera por defecto, sin embargo con ella no se realiza la simulación, por lo tanto se hace un refinamiento al mallado y se genera, en este caso se realiza un análisis de independencia de malla, allí se analiza el fluido con cuatro tipos de mallas diferentes y se toma la malla con valores convergentes de presión y velocidad que se utilizaron para el estudio (Tabla 4).

Tabla 4. Condiciones del mallado etapa de compresión

Calidad de Malla	Tamaño de elemento	Calidad de elemento promedio	N° de elementos
Calidad ortogonal	1 mm	0,76	4281717
Skewness	1 mm	0,24	4281717

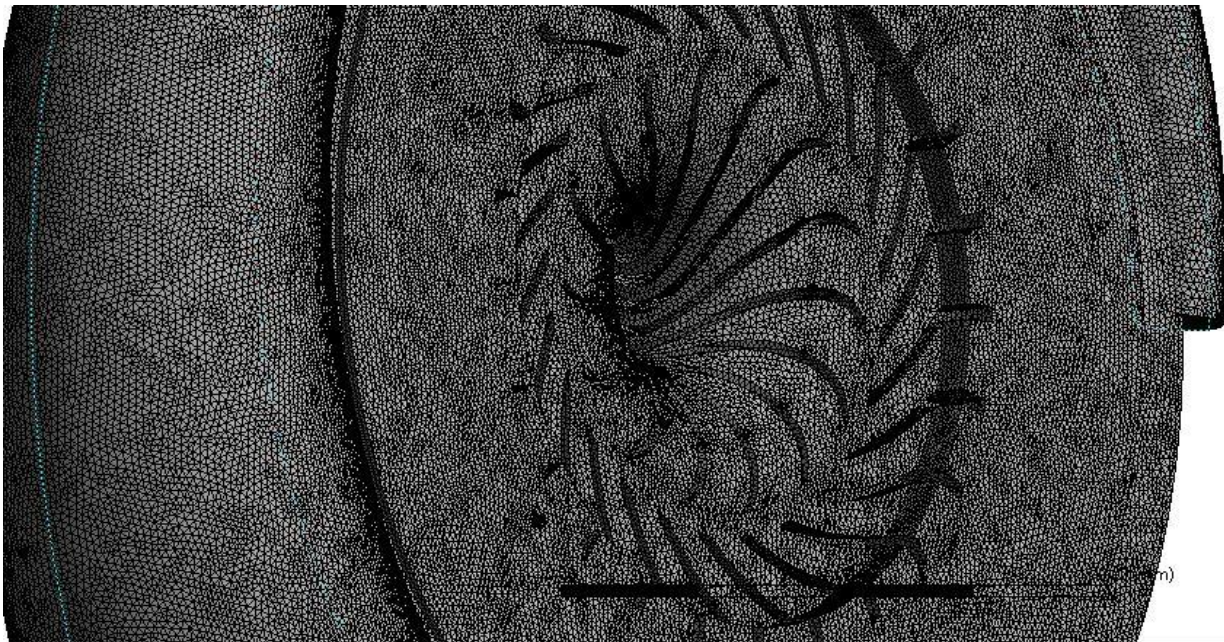
Observando el comportamiento del mallado se determina que no es lo suficientemente refinado por tal razón es necesario hacer un “face sizing” en 1 cara (descarga) del compresor, esto con el fin de obtener mejores resultados en la simulación, este refinamiento se observa en la ilustración 39.

Ilustración 39. Malla etapa de compresión con face sizing



En la ilustración 40 se muestra la malla para el fluido que se encuentra en el rodete del compresor, se observa su refinamiento y la complejidad de la geometría.

Ilustración 40. Malla del rodete



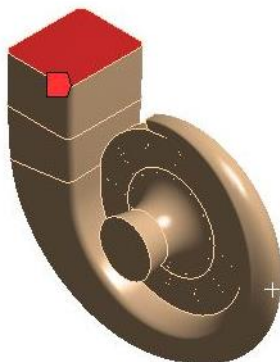
4.3.CONDICIONES DE FRONTERA

4.3.1. Etapa de expansión

- Admisión

En primer lugar, se consideró “*Velocity inlet*” a la entrada de la turbina con una velocidad de 70 m/s, esta velocidad fue tomada del capítulo 2 donde se muestran los triángulos de velocidades, el dimensionamiento de la turbina y con la ecuación de continuidad se determina este parámetro, la superficie a la que se le asignó esta condición de frontera se muestra en la ilustración 41. Temperatura de entrada 500 C

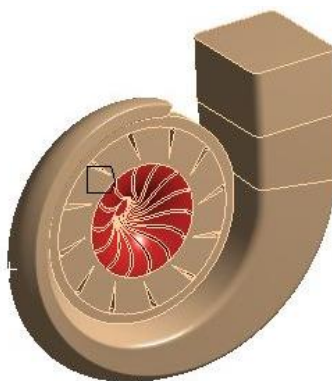
Ilustración 41. Admisión en la etapa de expansión



- Rotor

En segundo lugar, se consideró “*Wall*” en el rotor de la turbina con una condición de frontera “*Moving Wall*”, teniendo en cuenta un modo rotacional entorno al eje Z, la superficie mencionada se muestra en la ilustración 42.

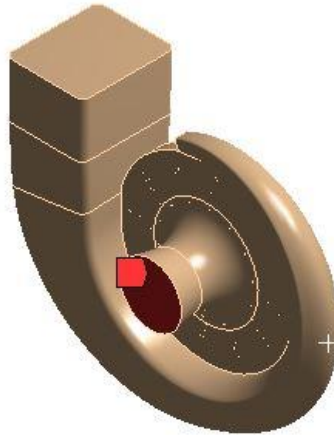
Ilustración 42. Rotor en la etapa de expansión



- **Descarga**

Por último, se considera “*Pression outlet*” a la salida de la turbina con una presión atmosférica equivalente a 101325 Pa, Temperatura atmosférica 26,85 C, la superficie mencionada se muestra en la ilustración 43.

Ilustración 43. Descarga en la etapa de expansión

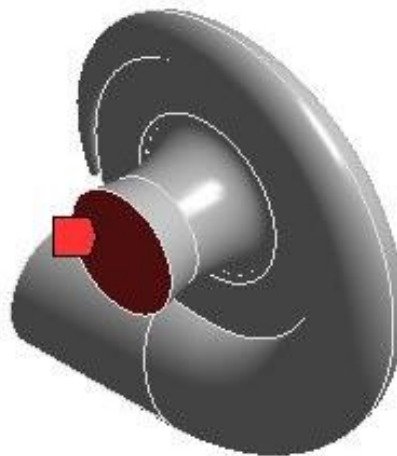


4.3.2. Etapa de compresión

- **Admisión**

Se considera “*Mass flow rate*” a la entrada del compresor con un flujo másico de 0,21 kg/s, la superficie mencionada se muestra en la ilustración 44.

Ilustración 44. Entrada etapa de compresión



- Rodete

En segundo lugar, se considera “*Wall*” en el rodete del compresor con una condición de frontera “*Moving Wall*”, donde se selecciona el modo rotacional entorno al eje Z, la superficie mencionada se muestra en la ilustración 45.

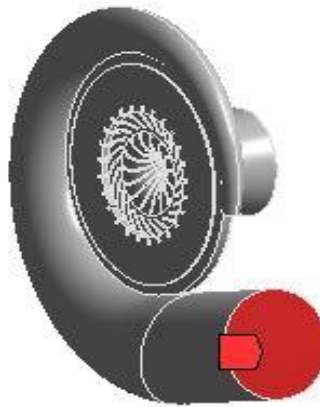
Ilustración 45. Rodete en la etapa de compresión



- Descarga

Por último, se considera “*Pressure outlet*”, a la salida del compresor con una presión de 70975 Pa, la superficie mencionada se muestra en la ilustración 46.

Ilustración 46. Descarga en la etapa de compresión



4.4.CONSIDERACIONES DE TURBULENCIA

Para la etapa de expansión y compresión se toma el mismo modelamiento energético, tomando como punto de partida el tipo de solver, para ambos casos se trabaja en “*Pressure-*

based” debido a que estamos trabajando con un flujo de aire. La simulación para este criterio se obtiene bajo las ecuaciones de momento, las cuales se obtienen de la ecuación de continuidad.

Es necesario conocer bajo qué criterios se va a trabajar la velocidad, de ante mano se dispone de la velocidad absoluta debido a que ambos sistemas no tienen en su mayoría componentes y/o partes de dominio rotacionales, exceptuando el rotor que es la pieza que gira en este.

De acuerdo a las necesidades básicas del proyecto no es necesario o imprescindible que la consideración “Time” sea exclusivamente transient – este modo se utiliza para obtener información inmediata, de tal manera que es necesario conocer el tiempo exacto en el que se generan o presentan los fenómenos y para el estudio de ambos casos no es relevante, por lo tanto se toma un modo Steady – estacionario, el cual permite conocer de manera constante resultados de acuerdo a la necesidad dada.

Toda simulación necesita tener un modelo de viscosidad, en ambos casos se parte de un flujo laminar permitiendo la convergencia con las ecuaciones de continuidad de tal manera que podamos tener un criterio para seleccionar un modo de turbulencia más adelante.

Es de vital importancia determinar con cual modelo de turbulencia se va a tratar el flujo que pasa por ambas etapas. Inicialmente se observa el “k-epsilon estándar” el cual es más práctico en el campo de ingeniería, sin embargo se dice que para el uso de este modelo el flujo debe ser completamente turbulento, de tal manera que los efectos de la viscosidad son mínimos, así que este modelo es válido solo para flujos completamente turbulentos, ahora podemos analizar “k-epsilon RNG” éste mejora la precisión para flujos rápidamente tensos, además incluye un efecto remolino en medio de la turbulencia lo cual ocasiona una mejor precisión en los flujos de remolino, esto no es todo, para la teoría de RNG es necesario tener claro que analíticamente la viscosidad efectiva se da por un bajo número de Reynolds en el fluido, pero el buen uso depende del tratamiento correcto que tenga la región más cercana a la pared. Por último se entra a evaluar “k-ε Realizable”, éste a diferencia de “k-epsilon estándar” y “k-epsilon RNG” contiene formulaciones necesarias para la viscosidad turbulenta, por tal razón se determina este modelo de turbulencia para simular el fluido, ya que es el que mejor se adapta a las condiciones que se requieren.

El material usado es aire a condiciones normales.

El método que se usa es “*Coupled*” Ya que este permite resolver varios parámetros a la vez (Temperatura, presión, velocidad, etc.)

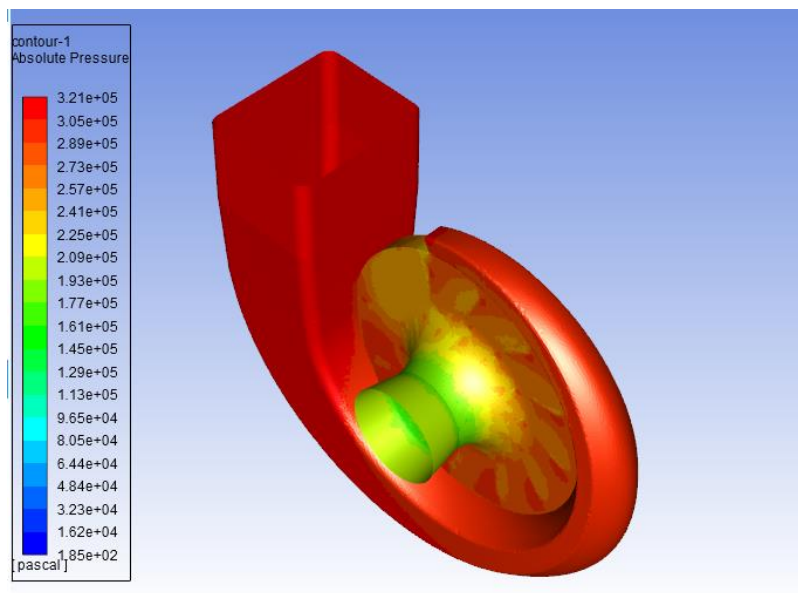
4.5.RESULTADOS

4.5.1. Etapa de expansión

- Contornos de presión

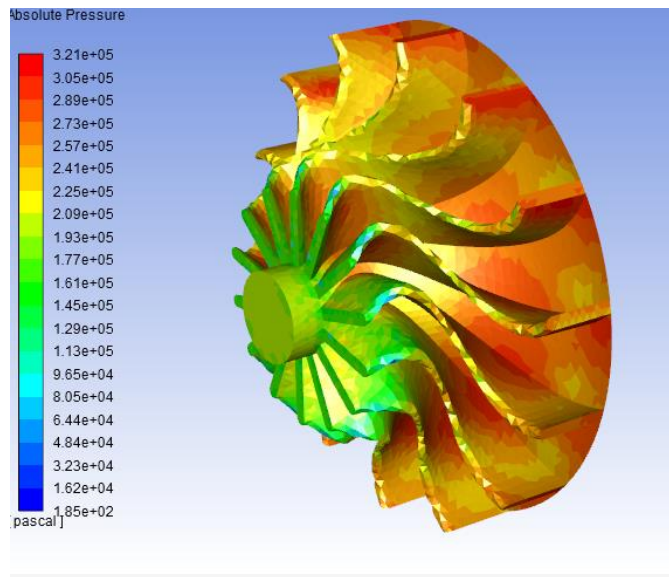
La ilustración 47 muestra los contornos de presión absoluta que se presentan dentro de la etapa de expansión, mostrando así una $P_{\text{máx}}$: 321 kPa y la P_{min} : 0,185 kPa.

Ilustración 47. Contorno de Presión absoluta etapa de expansión



La ilustración 48 muestra el contorno de presión que tiene el rotor de la etapa de expansión.

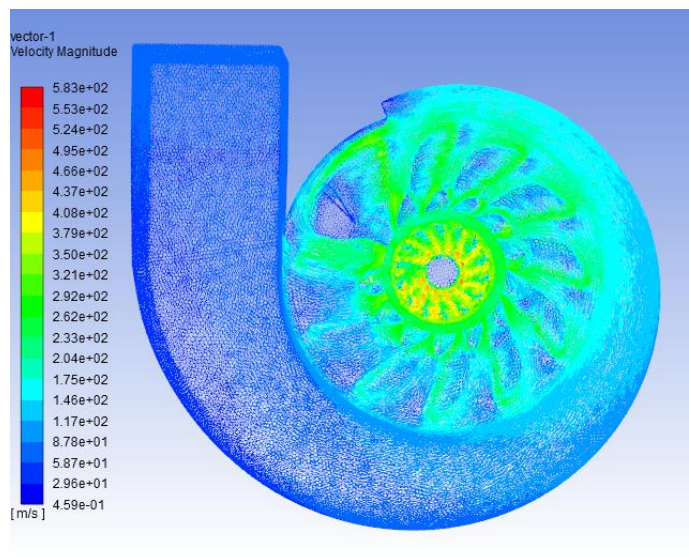
Ilustración 48. Contorno de Presión absoluta rotor etapa de expansión



- **Contorno de velocidad**

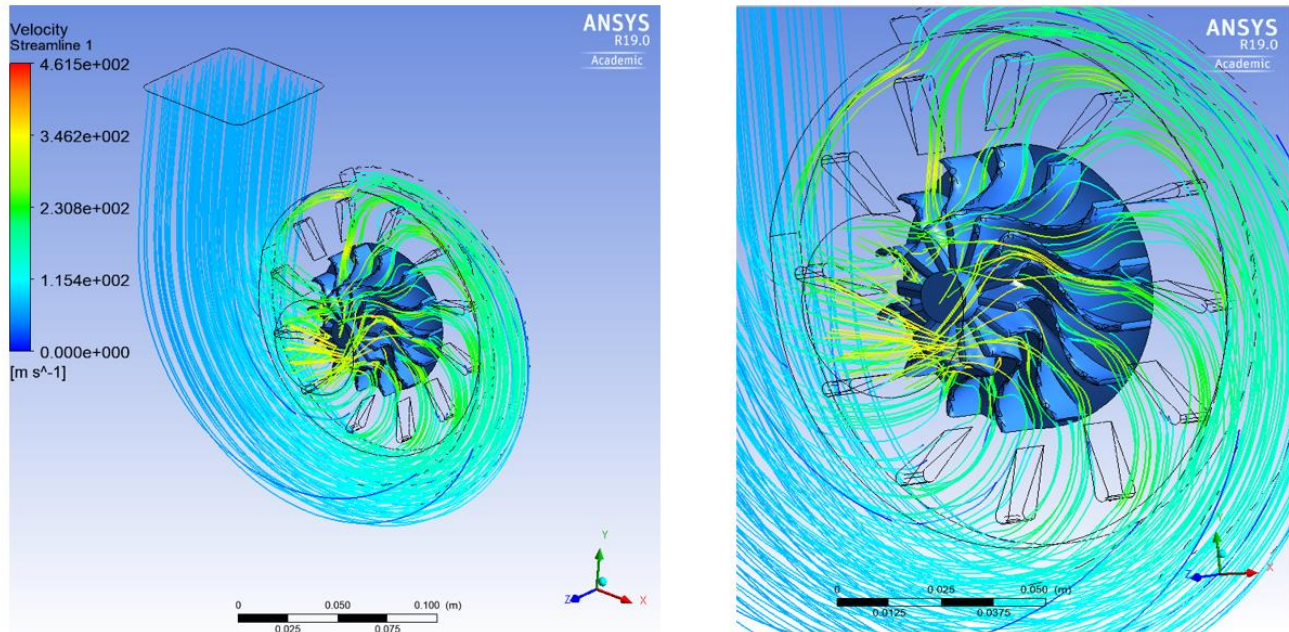
En la ilustración 49 se observan los vectores de velocidad que pasan a través de la turbina (etapa de expansión), dando a conocer el comportamiento del fluido, aumenta su velocidad cuando se acerca al rotor, de esta manera se puede determinar que la mayor velocidad se encuentra en los alabes del rotor siendo esta de 583 m/s.

Ilustración 49. Vectores de Velocidad etapa de expansión



Para visualizar mejor el movimiento del flujo que pasa por la etapa de compresión se puede observar la ilustración 50.

Ilustración 50. Velocidad rotor etapa de expansión

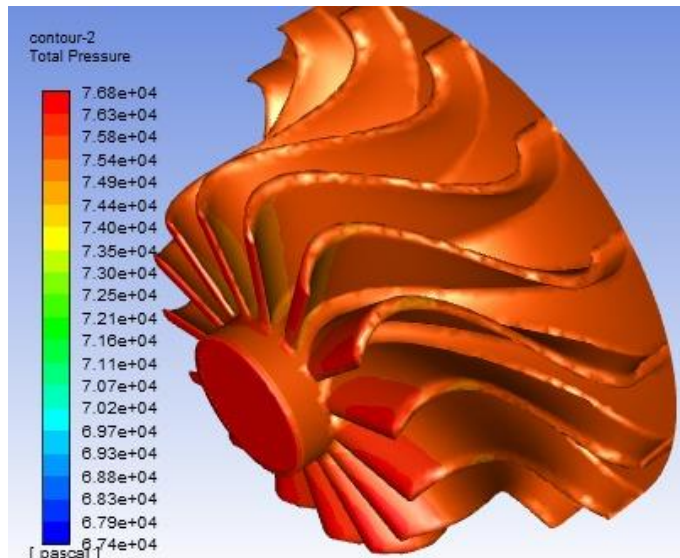


4.5.2. Etapa de compresión

- Contorno de Presión

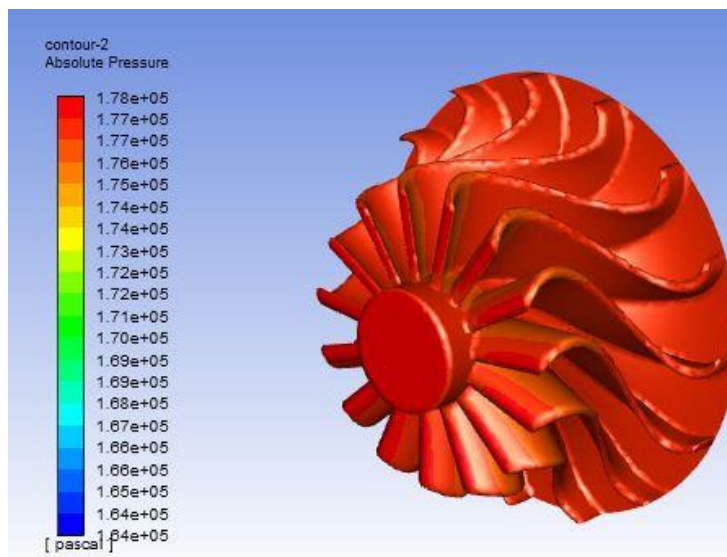
La ilustración 51 muestra el contorno de presión para la etapa de compresión. De esto se puede observar cual es la presión máxima ($P_{\text{máx}}$: 81,1 kPa) y presión mínima (P_{min} : 67,5 kPa), que al compararse con la turbina (etapa de expansión) es menor.

Ilustración 51. Contorno de presión total rodete etapa de compresión



Para la presión absoluta se determina un contorno reflejado en la ilustración 52, con una $P_{\text{máx}}$: 178 kPa y una P_{min} : 165 kPa.

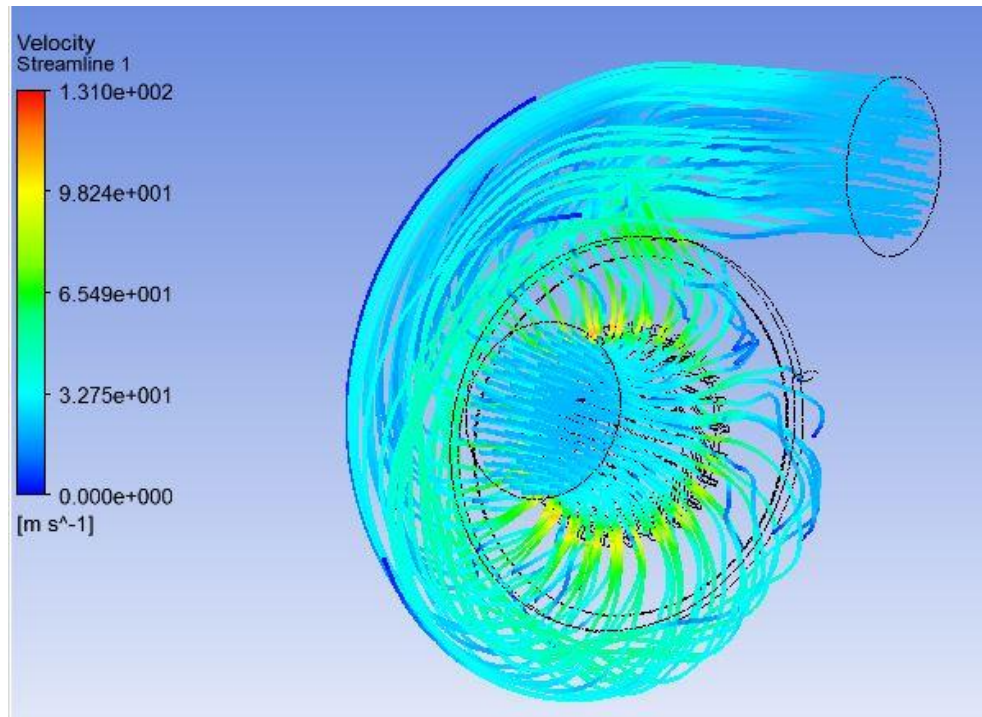
Ilustración 52. Contorno de presión absoluta rodete etapa de compresión



- Contorno de Velocidad

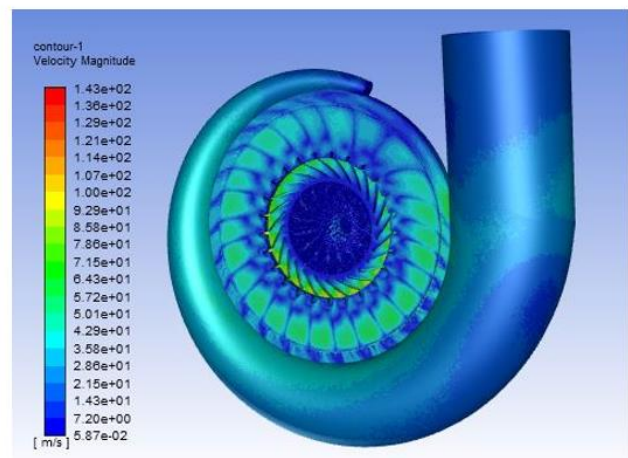
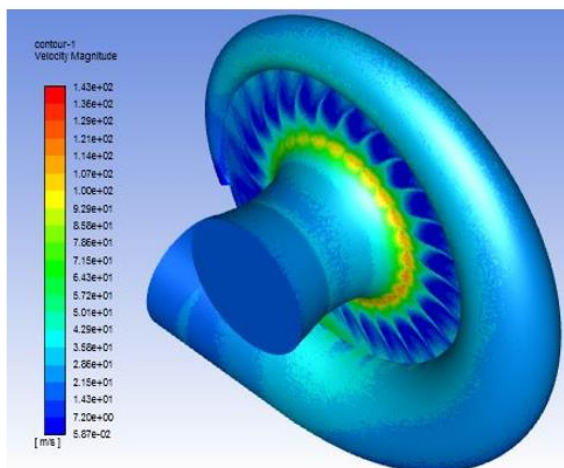
Se determina el comportamiento del fluido mediante los contornos de velocidad generados. La ilustración 53 muestra que a diferencia de la turbina el compresor tiene mayor velocidad a la salida de los alabes, siendo una velocidad de 142 m/s.

Ilustración 53. Contorno de velocidad rodete etapa de compresión



Durante la etapa de compresión la velocidad genera mayores picos a la salida de los alabes del rodete, sin embargo para tener una idea clara de esto se observa la ilustración 54.

Ilustración 54. Velocidad etapa de compresión



CAPITULO 5: SIMULACIÓN ESTRUCTURAL

Este capítulo se centra en el modelo computacional que entrará a estudiar la parte estructural del compresor la cual contiene el fluido estudiado en el capítulo 2.

5.1.GEOMETRÍA.

5.1.1. Etapa de expansión

Se tiene en cuenta el modelo propuesto por el Ingeniero Daniel Valencia [1], de allí se toman las partes del turbocompresor por lo tanto se vuelve a analizar el cada parte del elemento en el análisis estructural.

La geometría correspondiente al ensamble de la etapa de expansión se observa en la ilustración 26.

5.1.2. etapa de compresión

La ilustración 32 muestra la geometría de la etapa de compresión.

5.2.CONDICIONES DE FRONTERA

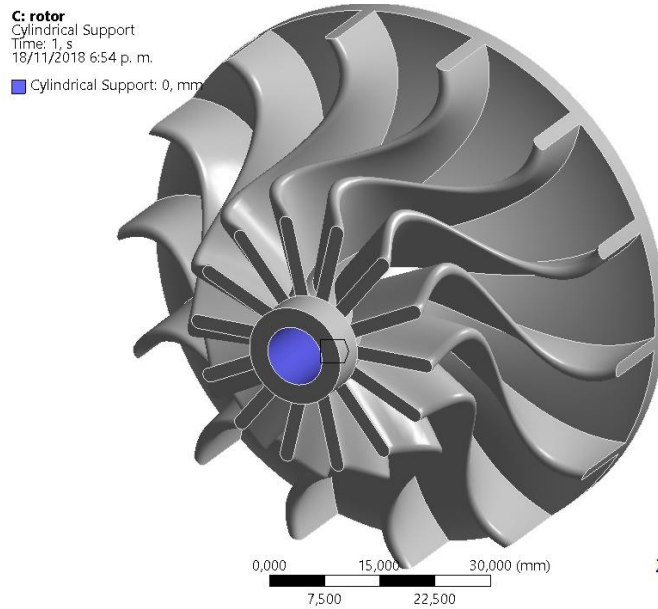
5.2.1. etapa de expansión

- Rotor

Se realiza un análisis con cada elemento que compone la etapa de expansión iniciando por el rotor, se definen restricciones con el fin de dar soporte a la geometría establecida:

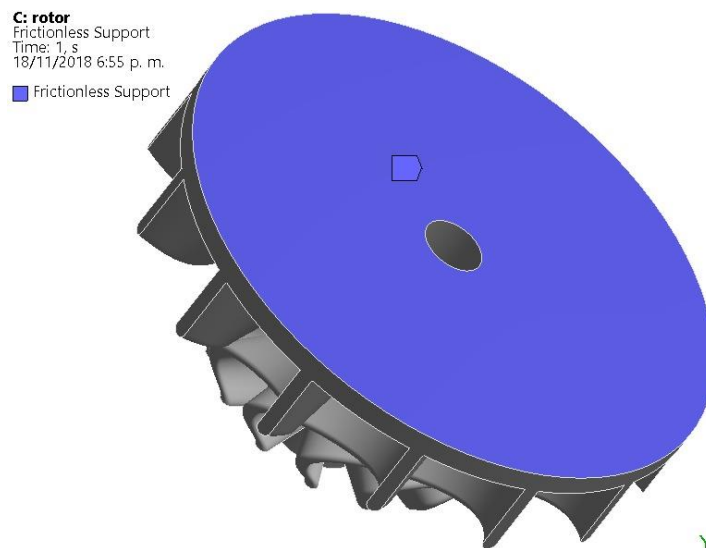
- **“Cylindrical support”** - Respecto al eje x – El rotor se encuentra encima de un eje en toda la entrada, por lo tanto se asigna restricción radial x y tangencial para que el rotor no se desplace hacia arriba, por último se deja libre en el eje Z, la ilustración 57 muestra esta condición.

Ilustración 55. Soporte cilíndrico rotor etapa de expansión



- **“Frictionless support”** – La restricción se ubica en la parte de atrás como si estuviera sostenido por una pared para que no se mueva, en la ilustración 58 se observa dicha restricción.

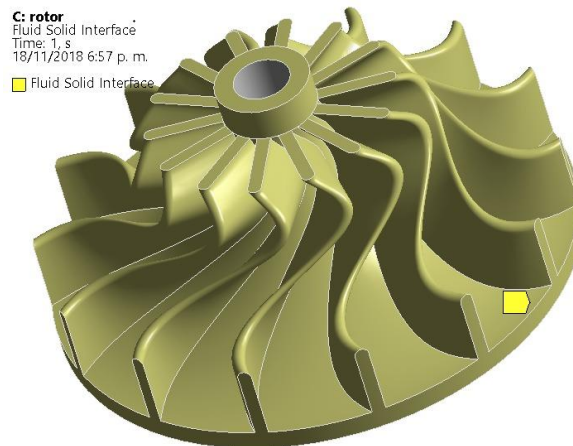
Ilustración 56. Frictionless support rotor etapa de expansión



- **“Fluid solid interface”** – En la ilustración 59 se observa esta restricción, hace referencia al contacto entre el fluido y el rotor, para ello se utiliza la opción “CFD Surface” con ella se importan los valores del fluido y se exportan los valores del

análisis de fluent (Volumen de control - presión. – name selection) mostrando la parte por donde pasa el fluido.

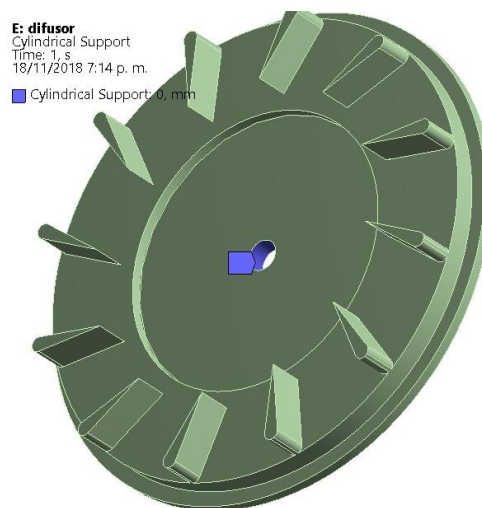
Ilustración 57. Fluid solid interface rotor etapa de expansión



- **Distribuidor**

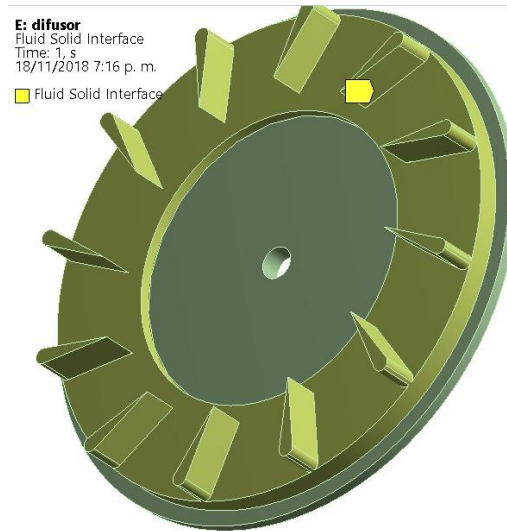
- **“Cylindrical support”** – La restricción es radial fijo, axial libre y tangencial fijo debido a que no hay flujo de aire porque por allí pase el eje como se observa en la ilustración 60.

Ilustración 58. Cylindrical support distribuidor etapa de expansión



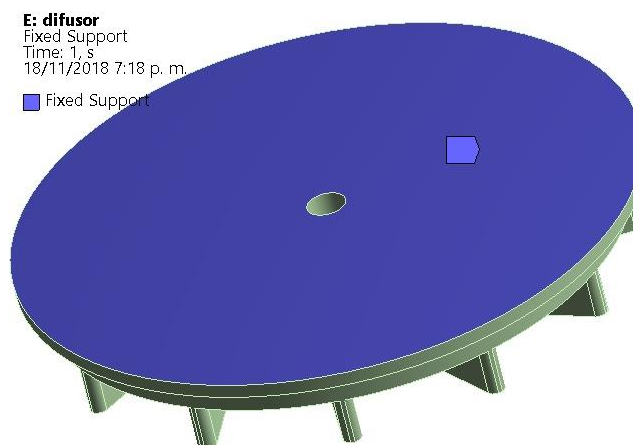
- **“Fluid solid Interface”** - Contacto entre fluido y distribuidor, para este elemento no se tiene en cuenta el flujo de aire puesto que el rotor evita este roce, lo anterior se puede ver en la ilustración 61.

Ilustración 59. Fluid solid interface distribuidor etapa de expansión



- **“Fixed support”** - La restricción se realiza en la parte posterior del distribuidor puesto que esta lleva un soporte fijo, ver ilustración 62.

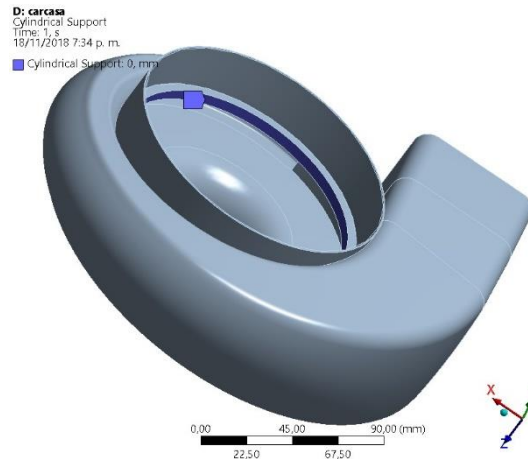
Ilustración 60. Fixed support distribuidor etapa de expansión



- **Carcasa**

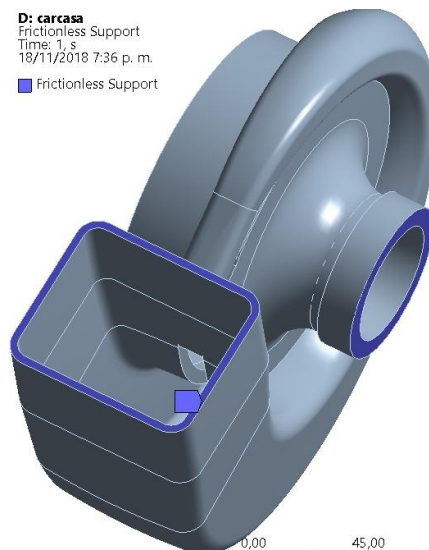
- **“Cylindrical support”** - Esta restricción va en toda la parte donde descansa el distribuidor con el fin de darle un soporte evitando que la carcasa se mueva, lo anterior se observa en la ilustración 63.

Ilustración 61. Cylindrical support carcasa etapa de expansión



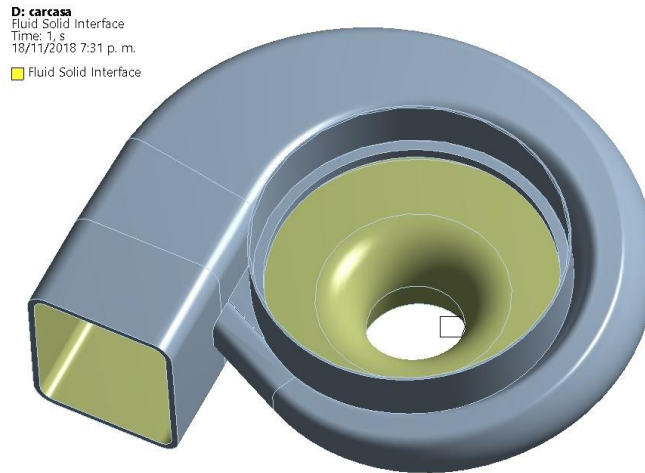
- **“Fixed support”** - La restricción se realiza en la entrada y salida de la carcasa y lleva un soporte fijo, ver ilustración 61.

Ilustración 62. Frictionless support carcasa etapa de expansión



- **“Fluid solid interface”** – La reacción resaltada en amarillo observada en la ilustración 65, es el contacto del fluido y la carcasa.

Ilustración 63. Fluid Solid interface carcasa etapa de expansión

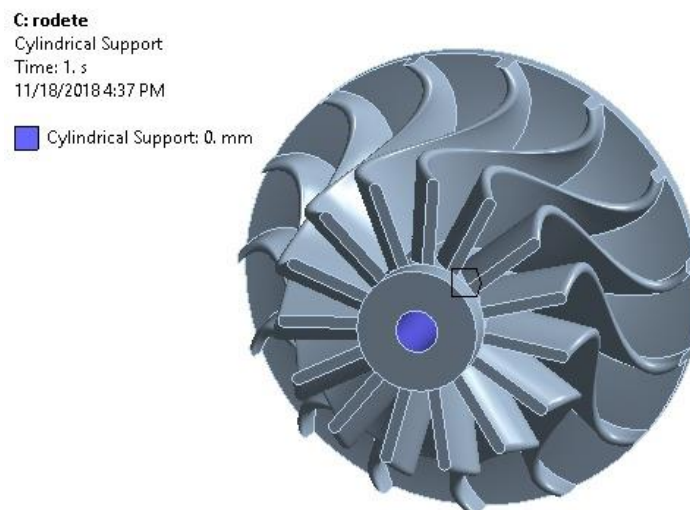


5.2.2. Etapa de compresión

- Rodete

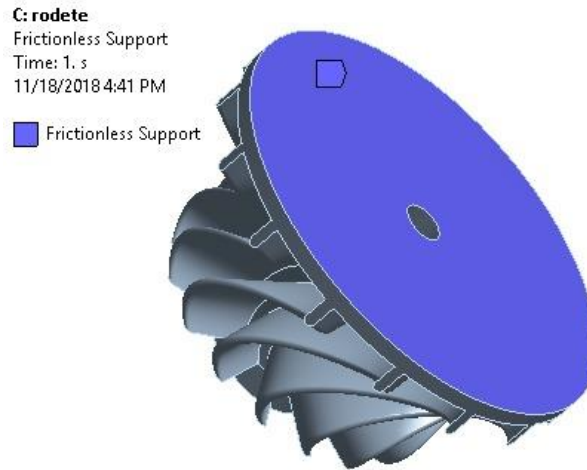
- **“Cylindrical support”** – Restricción ubicada para determinar el soporte del elemento, en la ilustración 66 se observa esto.

Ilustración 64. Cylindrical support rodete etapa de compresión



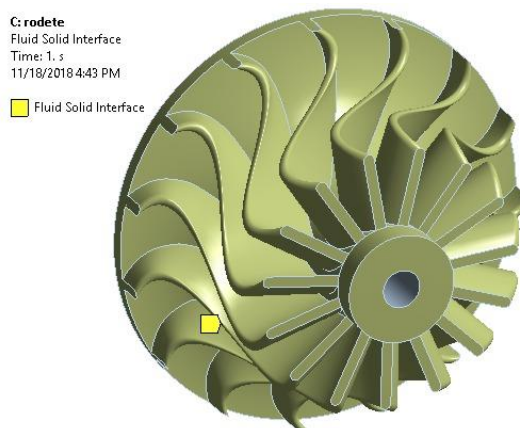
- **“Frictionless support”** – La restricción se ubica en la parte de atrás como si estuviera sostenido por una pared para que no se mueva, en la ilustración 67 se observa dicha restricción.

Ilustración 65. Frictionless support rodete etapa de compresión



- **“Fluid solid Interface”** - Contacto entre fluido y rodete, se puede ver en la ilustración 68.

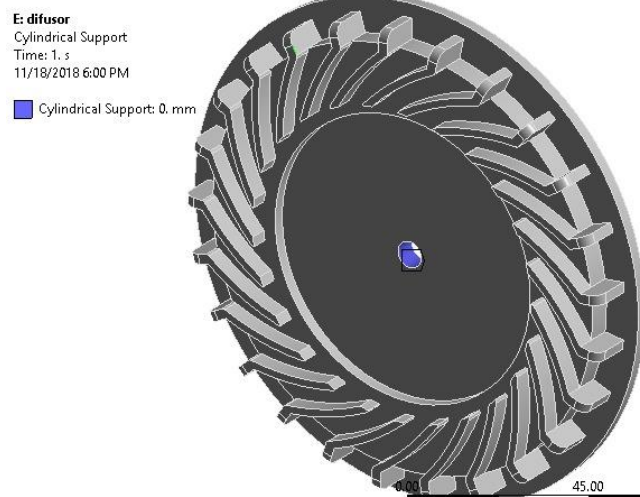
Ilustración 66. Fluid solid interface rodete etapa de compresión



- Difusor

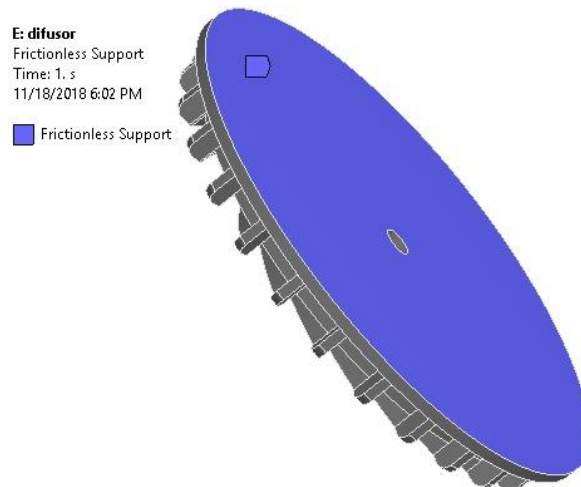
- **“Cylindrical support”** – Para la restricción del difusor se tiene en cuenta el árbol que lo atraviesa por lo tanto dicha restricción se ubica radial y tangencial para determinar el soporte del elemento, en la ilustración 69 se observa esto.

Ilustración 67. Cylindrical support difusor etapa de compresión



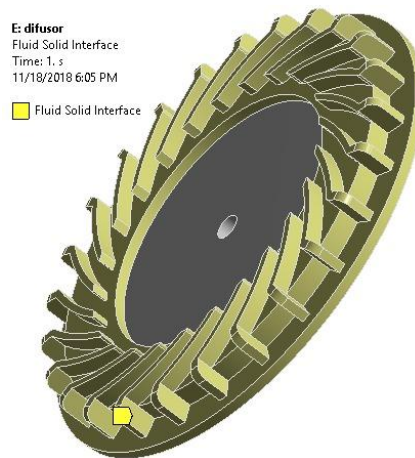
- **“Frictionless support”** – De igual manera que para el distribuidor la restricción se ubica en la parte de atrás como si estuviera sostenido por una pared para que no se mueva, en la ilustración 70 se observa dicha restricción.

Ilustración 68. Frictionless support difusor etapa de compresión



- **“Fluid solid Interface”** - Contacto entre fluido y difusor, para este elemento no se tiene en cuenta el flujo de aire puesto que el rodete evita este roce, lo anterior se puede ver en la ilustración 71.

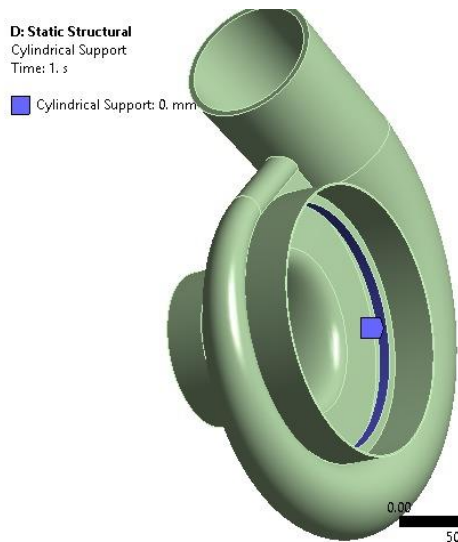
Ilustración 69. Fluid solid interface difusor etapa de compresión



- **Carcasa**

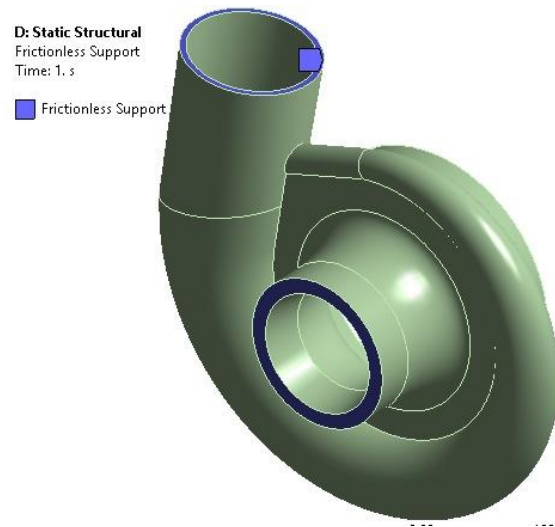
- **“Cylindrical support”** – La restricción se ubica en el difusor porque allí va la cara del difusor y como él se encuentra estático genera un apoyo a la carcasa dejándola fija (ver ilustración 72).

Ilustración 70. Cylindrical support carcasa etapa de compresión



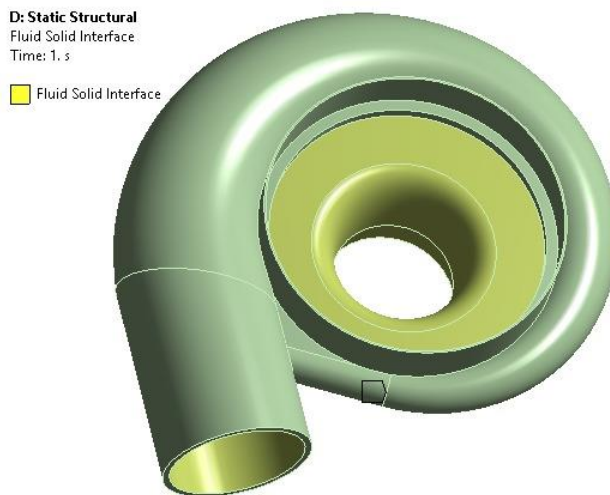
- **“Frictionless support”**- La restricción se genera por la fricción del elemento a la entrada y salida, teniendo en cuenta que la salida se encuentra pegada al motor y la entrada va conectada a cualquier punto (ver ilustración 73).

Ilustración 71. Frictionless support carcasa etapa de compresión



- **“Fluid solid interface”** – contacto con las caras internas con el aire (ver ilustración 74), las partes de color amarillo componen la restricción.

Ilustración 72. Fluid solid interface carcasa etapa de compresión



5.3.MALLADO

5.3.1. Etapa de expansión

- Rotor

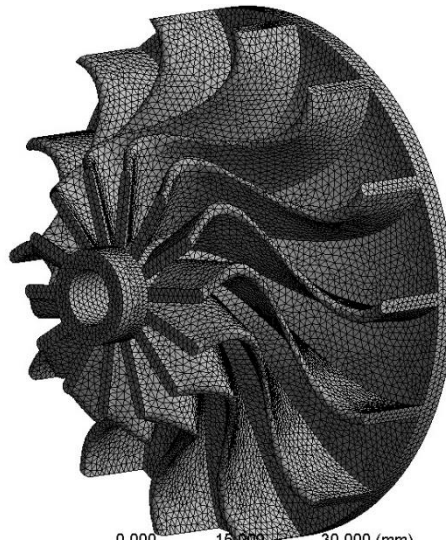
Se realiza un análisis de convergencia de malla y en la tabla 5 se aprecian los datos de la malla seleccionada con la que se realizó la simulación.

Tabla 5. Condiciones Malla para rotor etapa de expansión

Calidad de Malla	Tamaño de elemento	Calidad de elemento promedio	N° de elementos
Calidad ortogonal	1 mm	0,76	403388

En la ilustración 71 se observa el tipo de malla para el rotor, con ella se realizó el proceso de simulación.

Ilustración 73.Malla rotor etapa de expansión



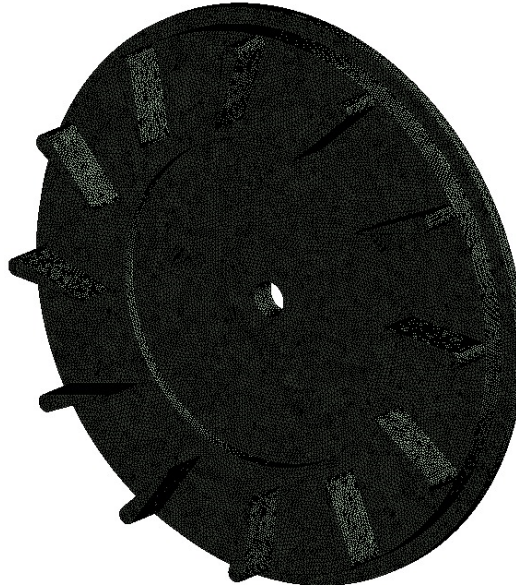
- Distribuidor

En la tabla 6 se anexan los datos obtenidos del análisis de convergencia de malla para realizar la simulación y en la ilustración 76 se observa el mallado para el distribuidor.

Tabla 6. Condiciones de Malla para el distribuidor

Calidad de Malla	Tamaño de elemento	Calidad de elemento promedio	N° de elementos
Calidad ortogonal	0,8 mm	0,78	1853190

Ilustración 74. Malla distribuidor etapa de expansión



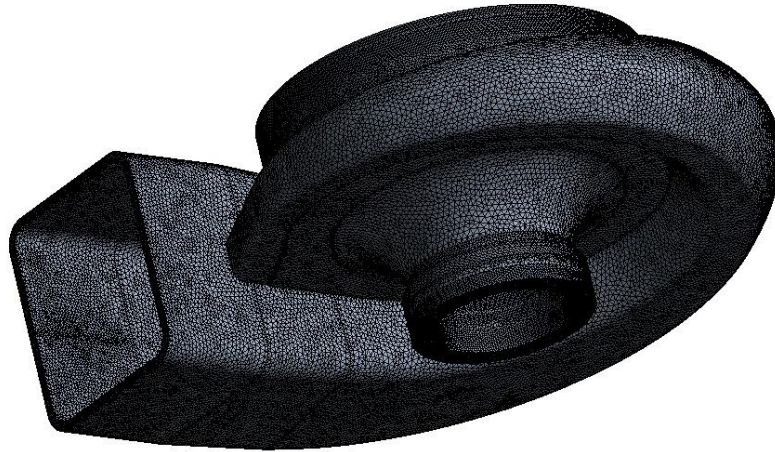
- Carcasa

Se realiza análisis de convergencia de malla para seleccionar el tipo de malla y en la tabla 7 se pueden observar dichos valores. En la ilustración 77 se puede ver el tipo de malla.

Tabla 7. Condiciones de malla para la carcasa

Calidad de Malla	Tamaño de elemento	Calidad de elemento promedio	N° de elementos
Calidad ortogonal	1 mm Face sizing – 0,8 mm	0,65	456086

Ilustración 75. Malla carcasa etapa de expansión



5.3.2. Etapa de compresión

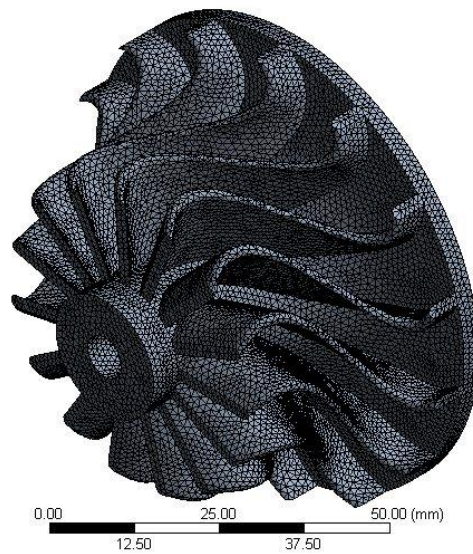
- Rodete

Del análisis de convergencia se selecciona la malla con los datos registrados en la tabla 8 y en la ilustración 78 se puede observar la malla del rodete.

Tabla 8. Condiciones de la malla para el rodete

Calidad de Malla	Tamaño de elemento	Calidad de elemento promedio	N° de elementos
Calidad ortogonal	1 mm	0,77	458972

Ilustración 76. Malla rodete etapa de compresión



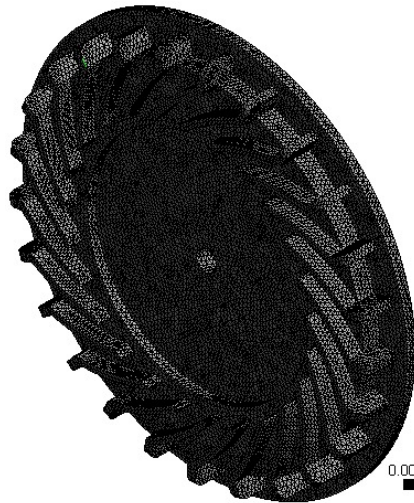
- Difusor

De igual forma que para el rodete, se realiza convergencia de malla para el difusor, los datos de dicho análisis se consignan en la tabla 9 y en la ilustración 79 se muestra la malla para el difusor.

Tabla 9. Condiciones de Malla para el difusor

Calidad de Malla	Tamaño de elemento	Calidad de elemento promedio	N° de elementos
Calidad ortogonal	1,2 mm	0,77	503918

Ilustración 77. Malla del difusor



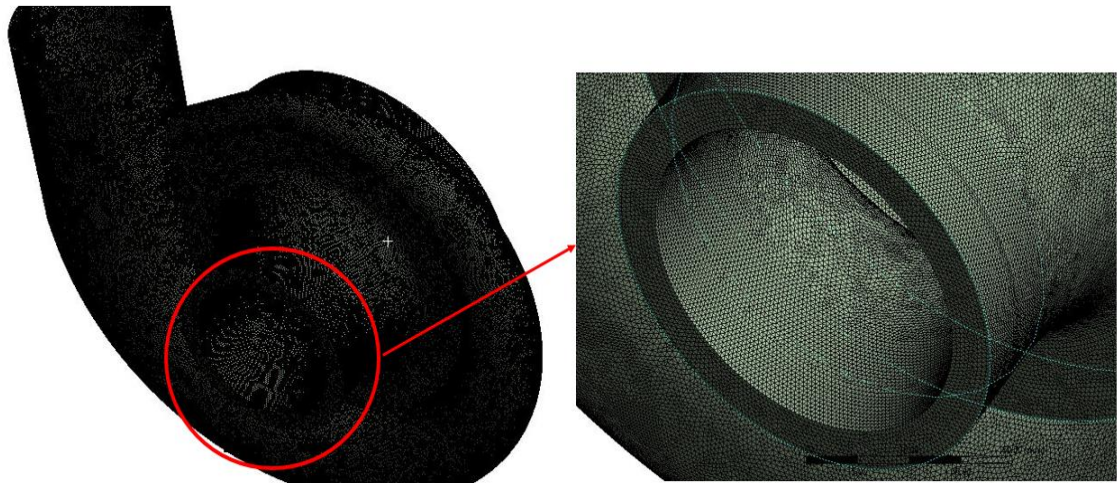
- Carcasa

Por último, se realiza convergencia de malla, la cual se puede ver en la ilustración 80 y las condiciones de ella se observan en la tabla 10.

Tabla 10. Condiciones de la malla para la carcasa

Calidad de Malla	Tamaño de elemento	Calidad de elemento promedio	N° de elementos
Calidad ortogonal	1 mm	0,77	5099060

Ilustración 78. Malla de la carcasa



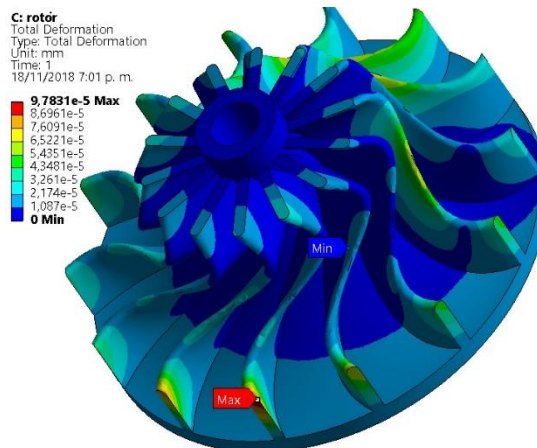
5.4.RESULTADOS

5.4.1. Etapa de expansión

- Rotor

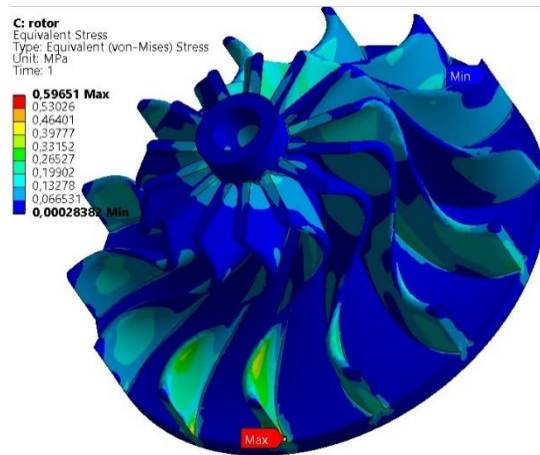
- **“Total deformation” – Deformación total:** En la ilustración 81 se observa la deformación que sufre el rotor dando así una deformación mínima de 0 en la entrada y máxima en la salida de $9,783 \times 10^{-5}$ mm)

Ilustración 79. Deformación total del rotor etapa de expansión



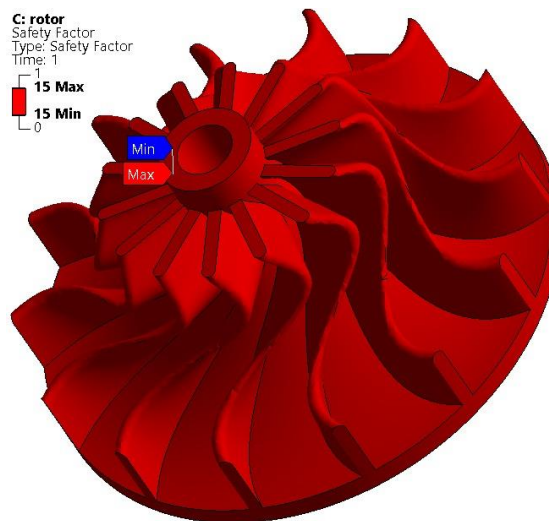
- **“Equivalent stress” o Esfuerzo de Von Mises:** En la ilustración 82 se observa el esfuerzo equivalente Von Mises (0,00028382 MPa y 0,59651 MPa)

Ilustración 80. Esfuerzo equivalente Von-Mises del rotor etapa de expansión



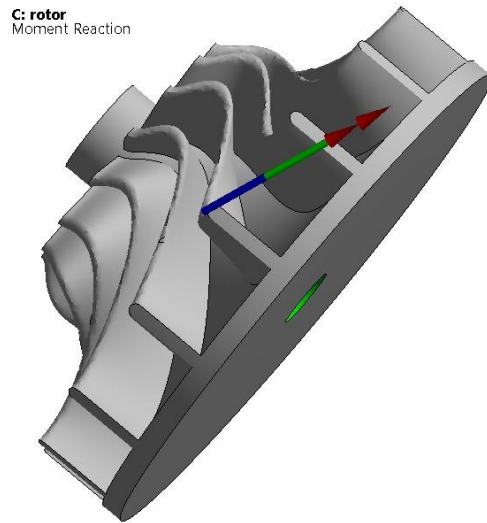
- **“Stress Tool” – Factor de Seguridad:** Este valor es de 15 para este caso es muy alto por lo tanto no hay problemas con la estructura, la pieza no falla

Ilustración 81. Factor de seguridad rotor



- **Momento** – La magnitud es de 142,87 N·mm y la dirección de la reacción del rotor se observa en la ilustración 84.

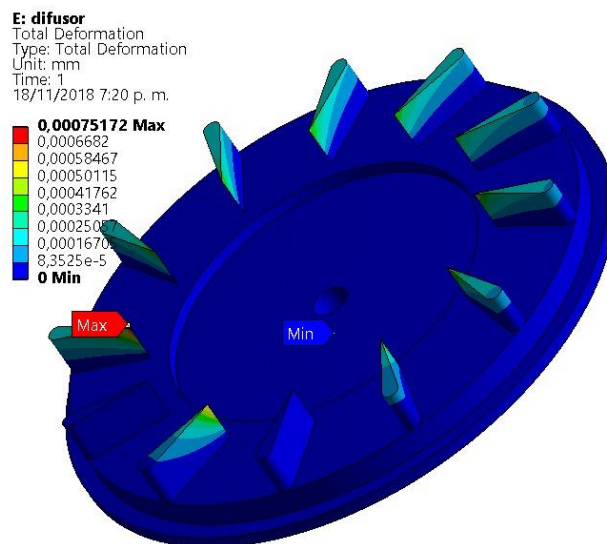
Ilustración 82. Reacción del momento para el rotor etapa de



- **Distribuidor**

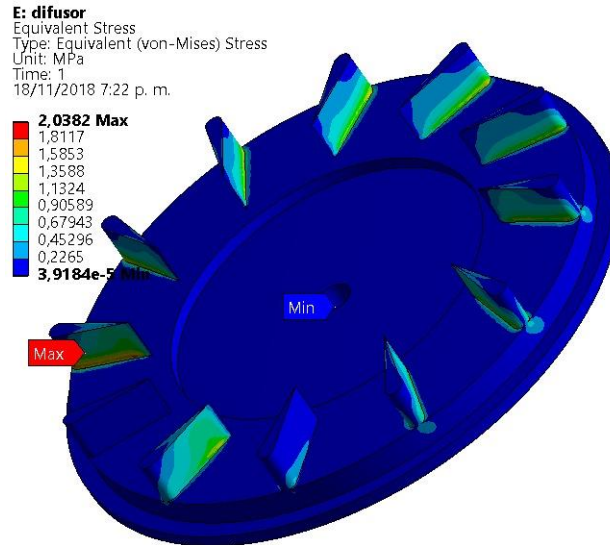
- **“Total deformation” – Deformación total:** Se observa en la ilustración 85 que para la etapa de expansión, la deformación ocurre en los alabes del distribuidor. La deformación máxima es de 0,00075172 mm.

Ilustración 83. Deformación total del distribuidor etapa de expansión



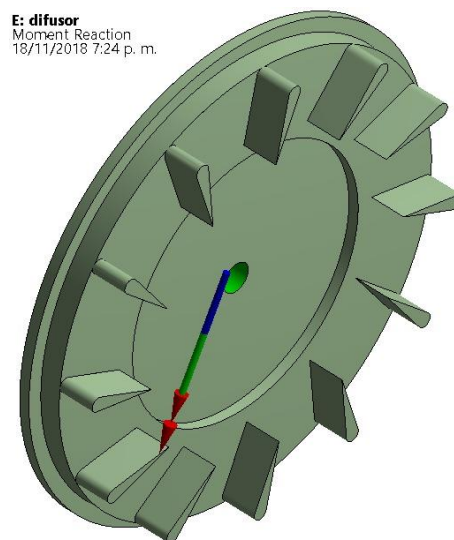
- **“Equivalent stress- Von Mises”** – El esfuerzo máximo para el distribuidor es de 2.0382 MPa y el mínimo es de $3,918 \times 10^{-5}$ MPa, el comportamiento de este esfuerzo se observa en la ilustración 86.

Ilustración 84. Esfuerzo equivalente Von Mises del distribuidor etapa de expansión



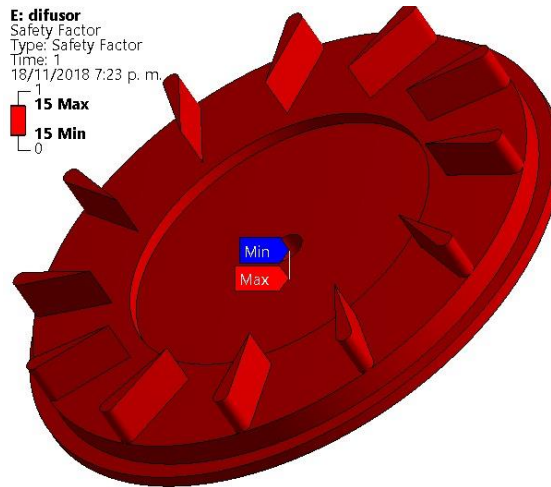
- **“Moment reaction”** – La reacción se ubica en el máximo momento, la magnitud es de $3,544 \times 10^{-3}$ N·mm y la dirección se observa en la ilustración 87.

Ilustración 85. Reacción-momento del distribuidor



- **“Factor de seguridad”** – Para el distribuidor el valor es de 15 esto implica que la pieza no falla (Ver ilustración 88).

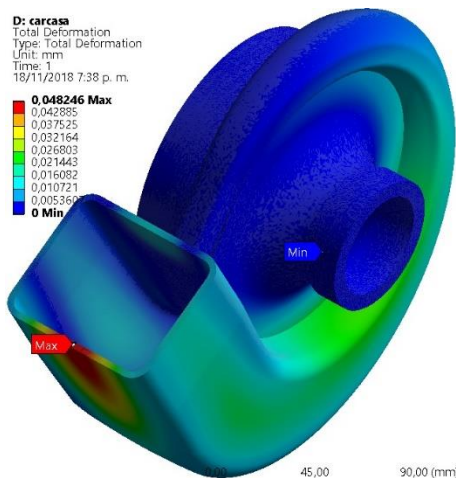
Ilustración 86. Factor de seguridad distribuidor



- Carcasa

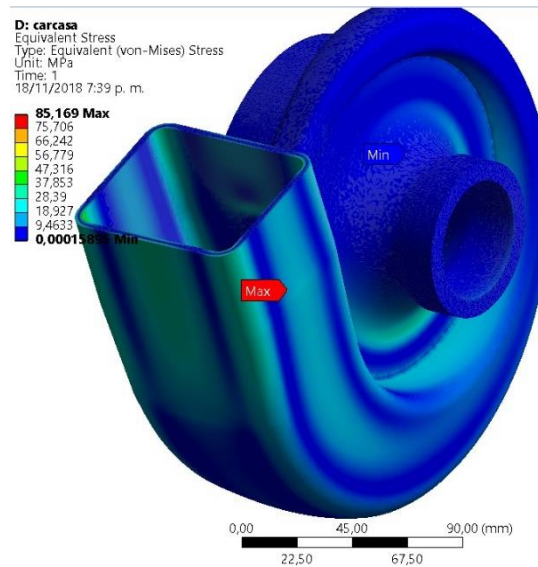
- **“Total deformation” – Deformación total** - Se observa en la ilustración 89 que para la carcasa la deformación ocurre en la entrada justo cuando los gases vienen de la cámara de combustión. La deformación máxima es de 0,048246 mm.

Ilustración 87. Deformación total de la carcasa



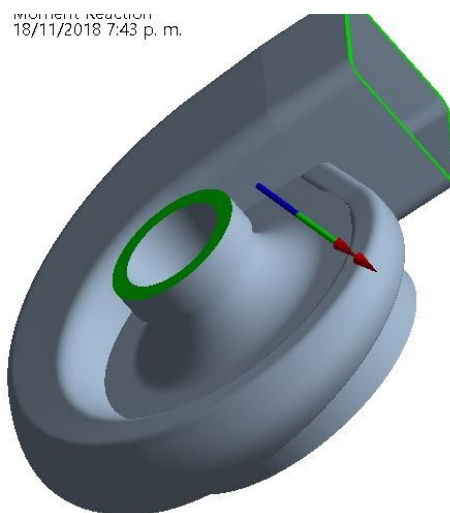
- **“Equivalent stress- Von Mises”** – La ilustración 90 muestra el esfuerzo equivalente de Von Mises con un Máximo de 85,169 MPa en la entrada y un mínimo de 0,00016 MPa en la salida.

Ilustración 88. Esfuerzo equivalente Von-Mises carcasa



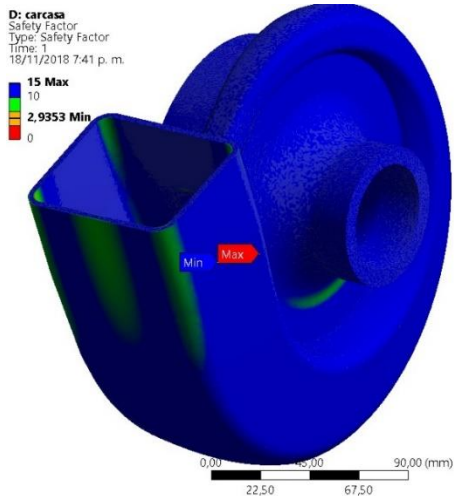
- **“Moment reaction”** – La reacción se ubica en el máximo momento, la magnitud es de $2,2973 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$ y la dirección se observa en la ilustración 91.

Ilustración 89. Reacción - Momento carcasa etapa de expansión



- **“Factor de seguridad”** – En la ilustración 92 se aprecia que toda la estructura de la carcasa tiene un factor de seguridad de 15 por lo tanto no falla.

Ilustración 90. Factor de seguridad carcasa etapa de expansión

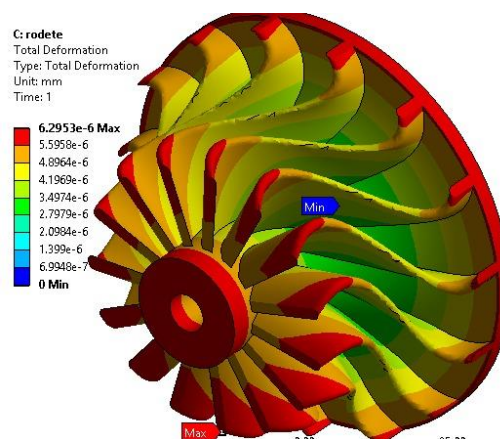


5.4.2. Etapa de compresión.

- Rodete

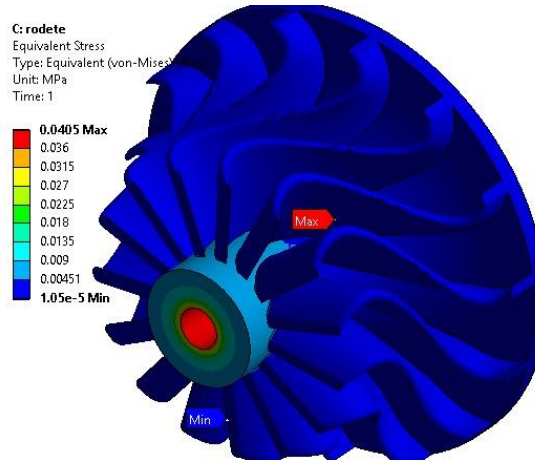
- **“Total deformation” – Deformación total:** Se observa en la ilustración 93 que para la etapa de compresión la deformación ocurre en los alabes del rodete. La deformación máxima es $6,2953 \times 10^{-6}$ mm.

Ilustración 91. Deformación Total del rodete



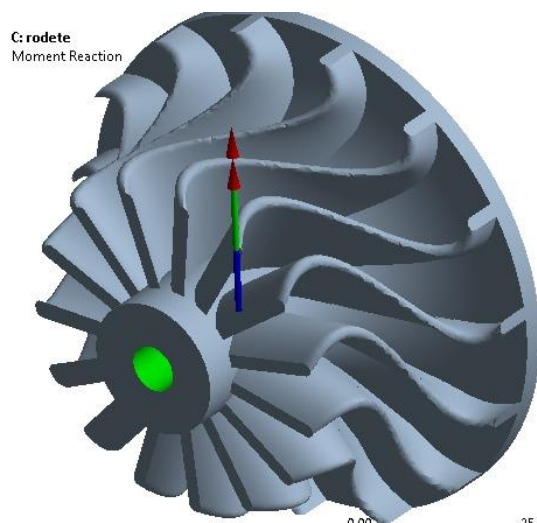
- **“Equivalent stress- Von Mises”** – La ilustración 94 muestra el esfuerzo equivalente de Von Mises con un Máximo de 0.040 MPa en la entrada y un mínimo de $1,05 \times 10^{-5}$ MPa en la salida.

Ilustración 92. Esfuerzo equivalente Von Mises del rodete



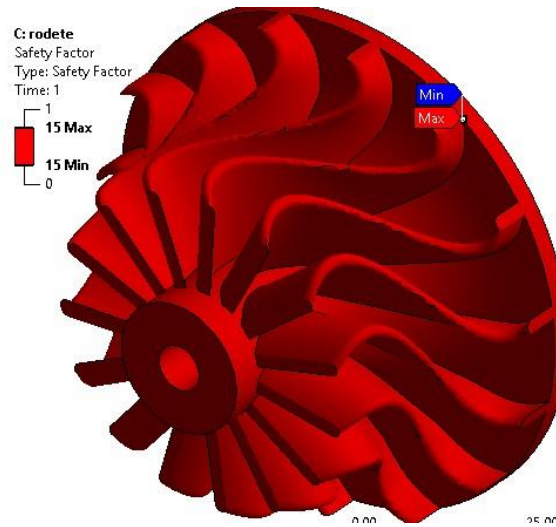
- **“Moment reaction”** – La reacción se ubica en el máximo momento, la magnitud es de 1,6072 N·mm y la dirección se observa en la ilustración 95.

Ilustración 93. Reacción - Momento del rodete



- **“Factor de Seguridad”** – La ilustración 96 muestra que el rodete tiene un factor de seguridad de 15 por lo tanto este no tiene posibilidad de fallar.

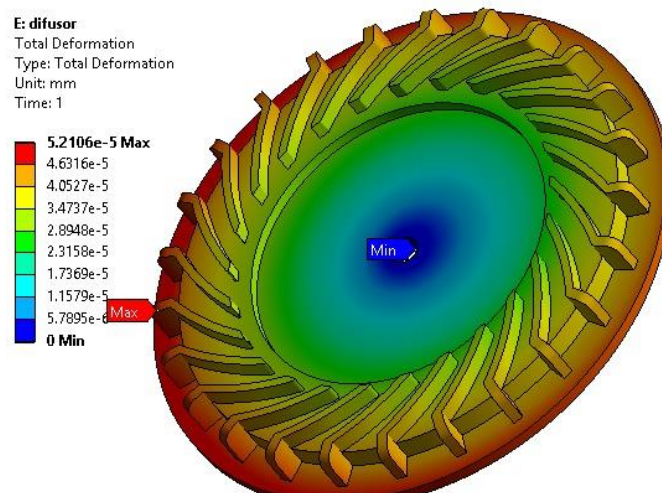
Ilustración 94. Factor de seguridad del rodete



- Difusor

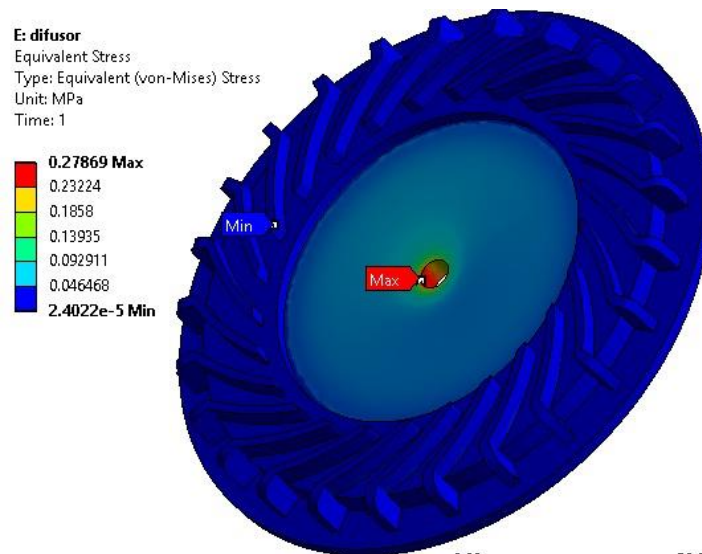
- **“Total deformation”** – **Deformación total:** Se observa en la ilustración 97 que para la etapa de compresión la deformación máxima es $5,206 \times 10^{-5}$ mm.

Ilustración 95. Deformación total del difusor



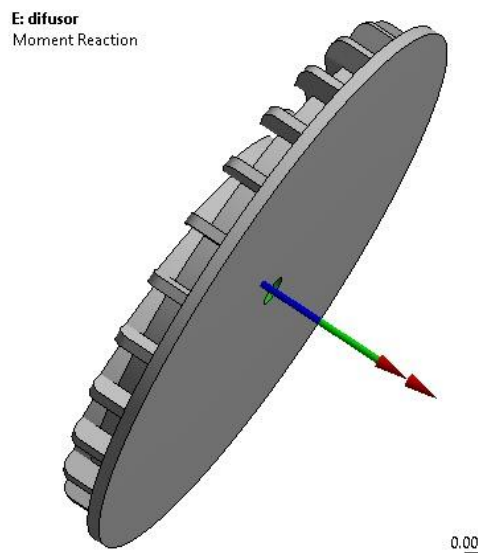
- **“Equivalent stress- Von Mises”** – La ilustración 98 muestra el esfuerzo equivalente de Von Mises con un Máximo de 0,27869 MPa en el orificio del árbol y un mínimo de $2,4022 \times 10^{-5}$ MPa en los alabes.

Ilustración 96. Esfuerzo equivalente Von Mises difusor



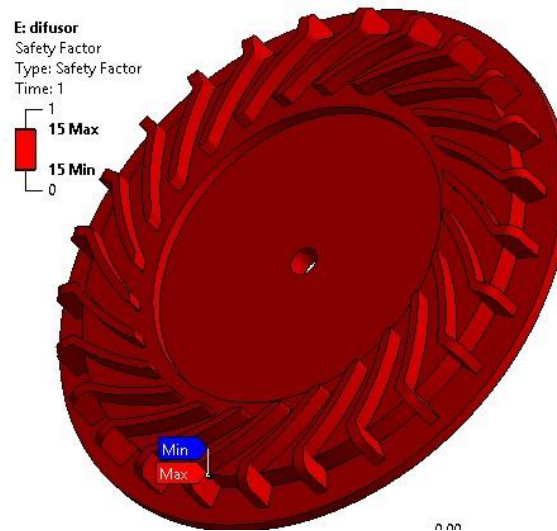
- **“Moment reaction”** – La reacción se ubica en el máximo momento, la magnitud es de 50,794 N·mm y la dirección se observa en la ilustración 99.

Ilustración 97. Momento - reacción difusor



- **Factor de seguridad”** – En la ilustración 100 se observa el factor de seguridad que gobierna al distribuidor, todo tiene un valor de 15 por lo tanto la pieza no falla.

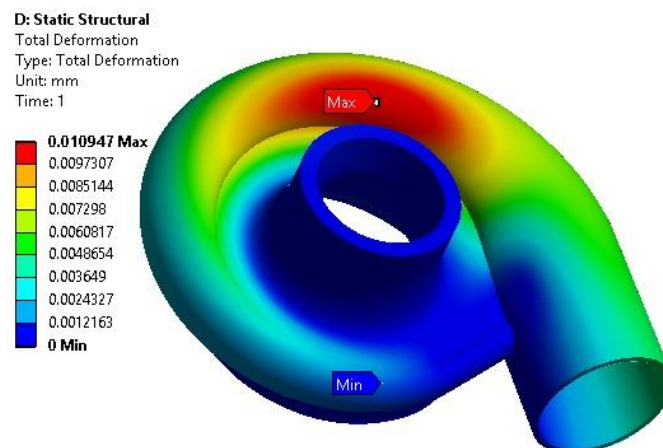
Ilustración 98. Factor de seguridad distribuidor etapa



- Carcasa

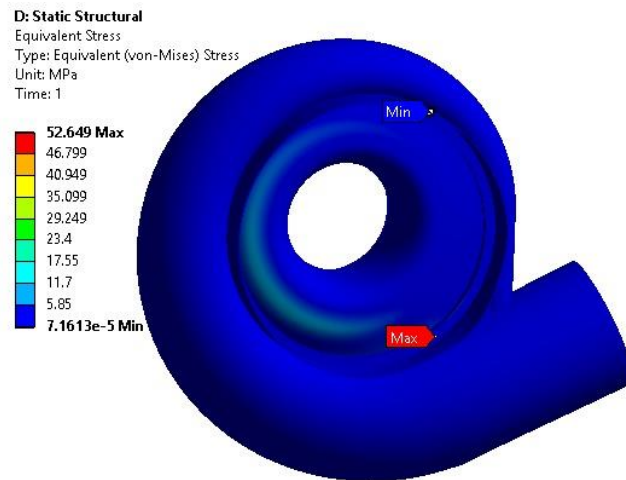
- **“Total deformation” – Deformación total:** Se observa en la ilustración 101 la deformación máxima, dicha deformación es de 0,010947 mm.

Ilustración 99. Deformación total de la carcasa



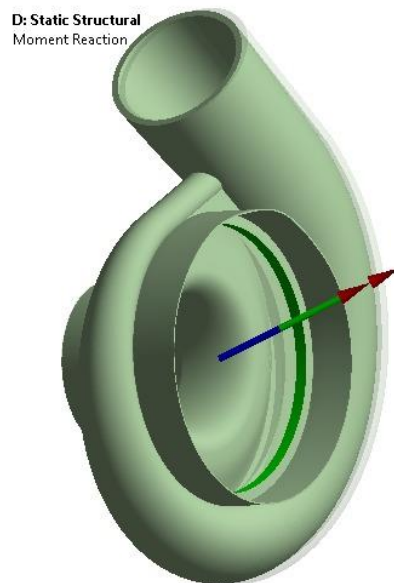
- **“Equivalent stress - Von Mises”** – La ilustración 102 muestra el esfuerzo equivalente de Von Mises, el valor máximo es de 52,649 MPa.

Ilustración 100. Esfuerzo equivalente Von Mises de la carcasa.



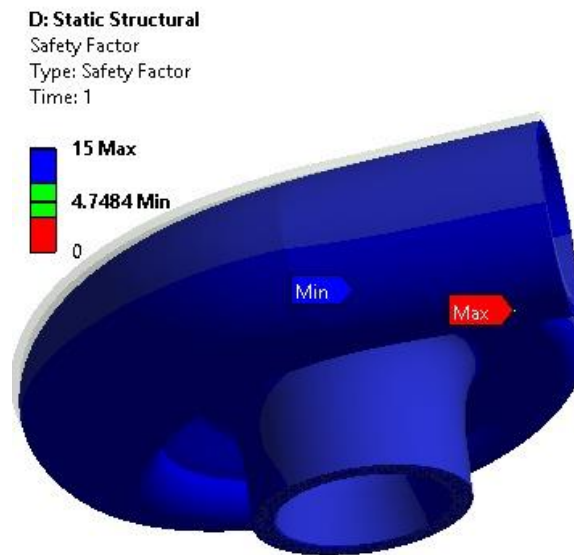
- **“Moment reaction”** – La reacción se ubica en el máximo momento, la magnitud es de $1,3663 \times 10^5$ N·mm y la dirección se observa en la ilustración 103, calculada respecto al eje fijo.

Ilustración 101. Reacción - Momento de la carcasa



- **“Factor de seguridad”**

Ilustración 102. Factor de seguridad de la Carcasa



5.4.3. Análisis de resultados

- Etapa de Expansión

- En el esfuerzo equivalente de Von Mises se logra apreciar la discrepancia en los valores obtenidos (ver ilustración 82); para la simulación del ingeniero Daniel [1] generada a través del software SOLIDWORKS el esfuerzo máximo es de 18,99 MPa y el esfuerzo mínimo de 6445 Pa; mientras que para la simulación realizada mediante el software ANSYS el esfuerzo Máximo es de 0,596 MPa y el mínimo de 0 MPa.
- La deformación total máxima que se presenta en la simulación del ingeniero Daniel [1] es de $5,54 \times 10^5$ mm y para la simulación realizada mediante el software ANSYS fue de $9,783 \times 10^5$ mm con una deformación mínima es de 0 mm, esto refleja que los parámetros se alinean un poco y tienen mayor precisión en el simulador acondicionado para flujo como lo es ANSYS.
- El factor de seguridad encontrado mediante la simulación del software SOLIDWORKS [1] fue de mínimo 23 mientras que para la simulación realizada por el software ANSYS fue de 15 (ver ilustración 83), esto se presenta ya que en ANSYS se ingresan más variables (temperatura, presión, velocidad, flujo másico entre otros),

dando una aproximación más cercana a la realidad, por tal razón la diferencia entre ellos es notable.

- Para el distribuidor, el esfuerzo equivalente de Von Mises tiene una discrepancia en los valores obtenidos; en la simulación mediante el software SOLIDWORKS [1] el esfuerzo máximo es de 0,1009 MPa y el esfuerzo mínimo de 8410,4 Pa; por otro lado en la simulación realizada por el software ANSYS el esfuerzo máximo es de 2,03 MPa y el mínimo de 0 MPa (ver ilustración 86).
- Para la carcasa, el esfuerzo de Von Mises encontrado durante la simulación del software SOLIDWORKS [1] fue de un Máximo 1,365 MPa y un mínimo de 14,5 Pa, sin embargo para la simulación del software ANSYS el esfuerzo máximo 85,169 MPa y el mínimo 0 MPa (ver ilustración 90).

- Etapa de Compresión

- Durante la etapa de compresión el esfuerzo equivalente de Von Mises varía considerablemente en la simulación realizada mediante el software SOLIDWORKS [1] puesto que los resultados obtenidos para ella fueron de un máximo 7,063782 MPa y un esfuerzo mínimo de 11966 Pa; mientras que para la simulación realizada por el software ANSYS el esfuerzo máximo 0,045 MPa y el mínimo 0 Mpa (ver ilustración 94).
- El factor de seguridad que se obtiene de la simulación con el software SOLIDWORKS [1] es de mínimo 17 mientras que para la simulación obtenida mediante el software ANSYS fue de 15 (ver ilustración 96).
- La deformación total que se determinó en la simulación realizada por el software SOLIDWORKS [1] fue de $6,26 \times 10^{-5}$ mm y para la simulación a través del software ANSYS fue de $6,29 \times 10^{-6}$ mm con una deformación mínima 0 mm (ver ilustración 93).
- Para el difusor, el esfuerzo equivalente de Von Mises durante la simulación realizada por SOLIDWORKS [1] tuvo un valor máximo de 1,579 MPa y un esfuerzo mínimo de 312,6 Pa; mientras que en la simulación realizada por el software ANSYS el esfuerzo máximo 0,27 MPa y el mínimo 0 MPa (ver ilustración 98).

- Para la carcasa, se logra apreciar discrepancia en los valores obtenidos; ya que en la simulación a través del software SOLIDWORKS [1] el esfuerzo equivalente de Von Mises máximo 4,266 MPa y el mínimo de 633,6 Pa; mientras que para la simulación realizada por el software ANSYS el esfuerzo máximo 52,6 MPa y el mínimo 0 MPa (ver ilustración 102).

Para ambas etapas se observan discrepancias entre los resultados obtenidos con la simulación desarrollada en ANSYS Fluent y los resultados obtenidos por la simulación en el software SOLIDWORKS [1]; esta variación de resultados se puede presentar por las condiciones de frontera y de más variables que se estipularon durante los procesos de simulación; dentro de estas variables se encuentran las siguientes consideraciones:

Modelos de turbulencia del fluido (k ϵ) y energía con temperaturas constantes (proceso adiabático); cabe resaltar que las calidades del mallado fueron trabajadas de forma detallada, y el modelo fue discretizado de la forma más cuidadosas posible. Lo anterior se pudo lograr gracias a las capacidades computacionales con las que se cuentan actualmente en el programa de Ingeniería Mecánica. Además, las condiciones de carga definidas para la interacción del fluido (volumen de control) con las partes estructurales del turbocompresor fueron establecidas para las diferentes zonas de influencia del fluido.

CAPITULO 6: CONCLUSIONES, APORTES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES

- Se realizó una investigación bibliográfica sobre los aspectos del diseño de la etapa de expansión y compresión para un turbocompresor radial; se comprende la relación entre las dimensiones geométricas, la transferencia de energía y las propiedades termodinámicas durante el proceso en el turbocompresor.
- Se definen las condiciones fronteras y de operación para las especificaciones dimensionales del turbocompresor; estas condiciones se implementaron en el modelo virtual para su respectivo análisis.
- Se determina un procedimiento para la realización del análisis de flujo a través del proceso del turbocompresor; definiendo condiciones de frontera tales como flujo másico a la entrada del compresor y presión a la salida, para la turbina se determina a la entrada por velocidad y a la salida por presión atmosférica.
- Se examina el comportamiento tanto de la etapa de expansión como de compresión mediante el software computacional ANSYS FLUENT y se comparan los resultados obtenidos de simulaciones anteriores realizadas en el software SOLIDWORKS [1].
- Se determina que la integridad estructural de los componentes diseñados para el turbocompresor radial es viable; debido a que los valores obtenidos del programa (Deformación total, esfuerzo equivalente Von Mises) están dentro del rango de factor de seguridad recomendado.

6.2. APORTES

- Fueron definidos los parámetros y/o condiciones de frontera para la etapa de expansión y compresión respectivamente.
- Se realizó simulación mediante el software ANSYS validando los resultados encontrados en la simulación previamente realizada SOLIDWORKS [1], tomando así dichos datos como base fundamental, pero generando nuevos criterios respecto a los

mismos, para garantizar una aproximación real del flujo que atraviesa el turbocompresor radial en cada una de las etapas (expansión y compresión)

- Se obtienen los diferentes mallados para cada etapa, analizando así el tamaño del elemento que se va a simular, con el objetivo de garantizar datos confiables de las propiedades (presión, temperatura y velocidad) en lo que respecta al fluido; para el caso de la estructura como tal, se generan datos de deformaciones totales, esfuerzos equivalentes de Von Mises, factor de seguridad y dirección del momento resultante para cada elemento del turbocompresor
- Se generan vectores de velocidad para analizar el recorrido del flujo, con el propósito de observar y/o determinar el comportamiento interno del este, el diagrama muestra cuando se presentan vórtices, o retrocesos del fluido, en el presente trabajo no se presentaron dichos problemas, por el contrario se concluyó que el flujo atraviesa cada etapa en condiciones normales (presión, velocidad y temperatura).

6.3. RECOMENDACIONES

- Teniendo en cuenta los resultados obtenidos durante el proceso de simulación en estado estable, se considera necesario contemplar la posibilidad de realizar estudios de tipo transitorio en el sistema. Lo anterior permitirá analizar aspectos como análisis del comportamiento de las cargas variantes, producto de la interacción fluido estructura y cuales son los aspectos para tener en cuenta, si se quiere realizar un análisis vibratorio y dinámico de los componentes del sistema.
- Es necesario en futuros trabajos, incorporar las diferentes especies que se encuentran dentro de los gases de combustión que interactúan con la turbina. Esto permitirá comprender y evaluar la incidencia en el par entregado al compresor, así como el comportamiento de los campos de presión, velocidad y los gradientes de temperatura en la etapa de expansión.
- Considerando el carácter turbulento del flujo del fluido, cuando este interactúa en las diferentes etapas del compresor, es necesario evaluar en futuros trabajos los diferentes modelos de turbulencia disponibles, con el propósito de evaluar su influencia en las cargas impartidas a los elementos fijos y móviles, y la valoración de la presencia o no de vórtices.

7. REFERENCIAS

- [1] VALENCIA, Daniel. Diseño de un módulo computacional para el dimensionamiento de un turbocompresor radial. Universidad Tecnológica de Pereira. Pereira 2014.
- [2] SALAZAR FRANCO, Filiberto. Fundamentos termodinámicos y metodologías para el diseño de turbocompresores centrífugos. Universidad Autónoma Metropolitana. División de Ciencias Básicas e Ingeniería. México, Diciembre de 2010. Disponible en línea: [<https://sites.google.com/site/Filibertosalazar1989/fundamentos-termodinamicos-y-metodologias-para-el-diseno-de-turbo-compresores-centrifugos>]
- [3] MATAIX, Claudio. Mecánica de fluidos y Máquinas Hidráulicas. Bogotá, Harla S.A de C. V, 2 ed. 1982.
- [4] GARCÍA PÉREZ, Mario Alberto. Turbomáquinas – Turbinas hidráulicas. Universidad Nacional del Callao. Facultad de Ingeniería eléctrica y Electrónica. Octubre de 2011, p. 2. Disponible en línea: [http://www.unac.edu.pe/documentos/organizacion/vri/cdcitra/Informes_Finales_Investigacion/Noviembre_2011/IF_GARCIA%20PEREZ_FIEE.pdf]
- [5] GONZÁLEZ PÉREZ, José y MARTÍNEZ DE LA CALLE, Julián. Turbomáquinas. Escuela Politécnica Superior de Ingeniería de Gijón. Universidad de Oviedo. Enero de 2006. Disponible en línea: [http://vicentesoria.mdl2.com/pluginfile.php/148/mod_resource/content/1/10.TURBOMAQUINAS.pdf].
- [6] MATAIX, Claudio. Turbomáquinas Térmicas. Turbinas de vapor, turbinas de gas y turbocompresores. CiE inversiones editoriales DOSSAT 2000, 3 ed.
- [7] CENGEL, Yunus A. y BOLES, Michael A. Termodinámica. Traducido de la Séptima edición en inglés de: Thermodynamics. An Engineering Approach. Copyright © 2011 by the McGraw-Hill Companies, Inc. New York, N.Y., U.S.A. p. 512 y 517
- [8] MATAIX, Claudio. Turbomáquinas Térmicas. Turbinas de vapor, turbinas de gas y turbocompresores. CiE inversiones editoriales DOSSAT 2000, 3 ed.
- [9] AGUIÑAGA GRANILLO, José Roberto. Análisis del espaciado axial entre coronas de álabes de un compresor de flujo axial. Trabajo de grado (Maestro en Ciencias con especialidad en Ingeniería Mecánica). Instituto Politécnico Nacional. Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. México D. F., 2005. Disponible en línea: [<http://tesis.ipn.mx/jspui/handle/123456789/2507>].
- [10] BOYCE, Meherwan P. Gas turbine engineering handbook. 3 ed. 2006.

[11] OROZCO HINCAPIÉ, Carlos Alberto. Curso de Máquinas Térmicas: Notas de clase. Universidad Tecnológica de Pereira. Pereira: 2016.

[12] ORTEGA A, Mario. Turbocompresores de geometría variable, estudio y diseño. Alfaomega Ra-Ma grupo editor, 2004.

[13] MALDONADO AYLWIN, Pablo Esteban. Diseño básico de una mini turbina a gas para cogeneración. Trabajo de grado (Ingeniero Civil Mecánico). Universidad de Chile. Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas. Departamento de Ingeniería Mecánica. Santiago de Chile. Diciembre de 2011. Disponible en línea: [http://www.tesis.uchile.cl/tesis/uchile/2011/cf-maldonado_pa/html/index-frames.html]

[14] SAAD, L. George. Propuesto: Diseño y construcción de una microturbina. Bogotá D.C.: Universidad de San Buenaventura, 2004. Citado por ESCOBAR GARZÓN, Arnold. Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo másico. 1 ed., 2005. Editorial Bonaventuriana. Universidad de San Buenaventura, Bogotá, D.C., Colombia. p. 121.

[15] JANÍČEK, PREMYSL. Un nuevo método para el diseño de la turbina centrípeta radial. En: industria pesada Checoslovaca. No 2 (1971). p. 18 - 25.

[16] ORTEGA A, Mario. Turbocompresores de geometría variable, estudio y diseño. Alfaomega Ra-Ma grupo editor, 2004.

[17] Microsoft®. Microsoft® Office Excel® 2007. *United State of América*: Microsoft Office Enterprise 2006. Software tipo formulario.

[18] Microsoft®. Microsoft® Office Excel® 2007. *United State of América*: Microsoft Office Enterprise 2006. Software tipo hoja de cálculo.